



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE
FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS
CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA
TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR

Tema:

**“Programa computacional para el diseño de engranajes cilíndricos
rectos”**

Trabajo de grado previo a la obtención de título de Ingeniero en Mecatrónica

Línea de investigación: Desarrollo, aplicación de software y cyber security
(seguridad cibernética).

Autor:

Danny Auki Albarrán Santellán

Director:

Ing. David Alberto Ojeda Peña

Ibarra – Ecuador 2026



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

DIRECCIÓN DE BIBLIOTECA

AUTORIZACIÓN DE USO Y PUBLICACIÓN A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

1. IDENTIFICACIÓN DE LA OBRA

En cumplimiento del Art. 144 de la Ley de Educación Superior, hago la entrega del presente trabajo a la Universidad Técnica del Norte para que sea publicado en el Repositorio Digital Institucional, para lo cual pongo a disposición la siguiente información:

DATOS DE CONTACTO	
APELLIDOS Y NOMBRES:	Albarrán Santellán Danny Auki

DATOS DE LA OBRA	
TÍTULO:	Programa computacional para el diseño de engranajes cilíndricos rectos.
AUTOR (ES):	Albarrán Santellán Danny Auki
FECHA: DD/MM/AAAA	06/04/2026
SOLO PARA TRABAJOS DE GRADO	
PROGRAMA:	<input checked="" type="checkbox"/> PREGRADO <input type="checkbox"/> POSGRADO
TITULO POR EL QUE OPTA:	Ingeniero Mecatrónico
ASESOR /DIRECTOR:	Ing. Ana Umaquinga/ Ing. Diego Ojeda

2. CONSTANCIAS

El autor (es) manifiesta (n) que la obra objeto de la presente autorización es original y se la desarrolló, sin violar derechos de autor de terceros, por lo tanto la obra es original y que es (son) el (los) titular (es) de los derechos patrimoniales, por lo que asume (n) la responsabilidad sobre el contenido de la misma y saldrá (n) en defensa de la Universidad en caso de reclamación por parte de terceros.

Ibarra, a los 6 días del mes de abril de 2026

EL AUTOR:

Firma:

Nombre: Danny Albarrán



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE
FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICAS
CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA

CERTIFICACIÓN DEL DIRECTOR DEL TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR

Ibarra, 06 de abril de 2026

PhD. David Alberto Ojeda Peña

DIRECTOR DEL TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR

CERTIFICA:

Haber revisado el presente informe final del Trabajo de Integración Curricular, el mismo que se ajusta a las normas vigentes de la Universidad Técnica del Norte; en consecuencia, autorizo su presentación para los fines legales pertinentes.

f).....

PhD. David Alberto Ojeda Peña
C.C.: 17578984889



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE
FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICAS
CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA

APROBACIÓN DEL COMITÉ CALIFICADOR

El Comité Calificador del trabajo de Integración Curricular “Programa computacional para el diseño de engranajes cilíndricos rectos” elaborado por Danny Auki Albarrán Santellán, previo a la obtención del título de INGENIERO EN MECATRÓNICA, aprueba el presente informe de investigación en nombre de la Universidad Técnica del Norte:

(f).....

PhD. David Alberto Ojeda Peña
C.C.: 1757898489

(f).....

MSc. Ana Cristina Umaquina Criollo
C.C.: 1002333308

DEDICATORIA

Dedico este trabajo con todo mi cariño a mis padres, por su amor incondicional, su ejemplo de esfuerzo constante y por ser mi mayor fuente de inspiración. Gracias por enseñarme el valor del compromiso y la perseverancia.

A mis hermanos y hermanas, por el apoyo brindado, por su compañía, por cada palabra de aliento y por estar siempre presentes, aun en la distancia.

A mi familia en general, por su apoyo silencioso pero firme, y por creer en mí sin reservas.

Y a mis amigos, por hacer más llevadero este camino con su amistad sincera, sus ánimos en los momentos difíciles y por compartir conmigo cada logro, por pequeño que fuera.

A todos ustedes, les dedico este paso importante en mi vida.

AGRADECIMIENTO

A mis padres, por su amor y apoyo incondicional. Gracias a ustedes aprendí el valor del esfuerzo y la dedicación, sin su apoyo este logro sería imposible.

A mis hermanos y hermanas, por estar siempre presentes y apoyarme en cada paso, inclusive en los momentos más difíciles.

A toda mi familia, por su respaldo incondicional, los consejos y los momentos de vida que son una fuente de inspiración a cada logro.

A mis amigos, por su compañía, por los momentos compartidos, las anécdotas divertidas que hicieron más llevadero el día a día de cada clase, y por aligerar la carga universitaria.

A mi tutor y asesor de tesis, agradezco sinceramente su guía, su paciencia y el tiempo dedicado para orientarme y motivarme. Su presencia fue clave para finalizar el trabajo con éxito.

A todos ustedes, gracias por haber formado parte de mi vida, dejar una huella imborrable en este capítulo tan importante para mí.

RESUMEN

El diseño de engranajes cilíndricos rectos constituye un tema complejo dentro de la formación en ingeniería en mecatrónica, y el tiempo dedicado a estas asignaturas y temas son relativamente cortos, lo que dificulta la comprensión y aprendizaje de estos temas. Para responder a esta problemática se desarrolló un programa que, a partir de los diámetros de paso de piñón y corona y del ángulo de presión, permite determinar el número mínimo de dientes posibles evitando interferencia y con una relación de contacto mayor o igual a 1,4 para el análisis en Highest Point Single Tooth Contact (HPSTC), “Punto Más Alto de Contacto en un Único Diente” y realizar el diseño de un par acoplado ante fallas por fatiga de flexión de dientes basada en norma AGMA adaptado al Sistema Internacional. El programa se implementó como una arquitectura híbrida que combina la programación orientada a objetos y programación orientada a eventos. Se consideraron principios de usabilidad orientados a garantizar claridad en el uso dentro de un entorno de aprendizaje, y fue desarrollado con una base de datos SQLite y una interfaz gráfica de usuario con integración del algoritmo de diseño en C#. La validación se realizó mediante ejercicios prácticos comparados con cálculos manuales. Los resultados demostraron concordancia y constituyeron al programa como una herramienta confiable y didáctica para el diseño de engranajes cilíndricos rectos bajo norma AGMA adaptada al Sistema Internacional.

Palabras clave: engranajes cilíndricos rectos; diseño de transmisión de potencia; fatiga por flexión; AGMA; usabilidad de software, WPF, SQLite.

ABSTRACT

The design of spur gears is a complex topic in mechatronics engineering education, and the time devoted to these courses and topics is relatively limited, which makes it difficult to understand and learn these concepts. To address this issue, a program was developed that, based on the pitch diameters of the pinion and ring gear and the pressure angle, allows for determining the minimum possible number of teeth while avoiding interference and ensuring a contact ratio greater than or equal to 1.4 for analysis using the Highest Point Single Tooth Contact (HPSTC) method, “Highest Point Single Tooth Contact,” and to design a meshing pair resistant to tooth bending fatigue failure based on the AGMA standard adapted to the International System. The program was implemented as a hybrid architecture combining object-oriented programming and event-driven programming. Usability principles were considered to ensure clarity of use within a learning environment, and it was developed with an SQLite database and a graphical user interface with the design algorithm integrated in C#. Validation was performed through practical exercises compared with manual calculations. The results demonstrated agreement and established the program as a reliable and educational tool for the design of straight cylindrical gears under the AGMA standard adapted to the International System.

Keywords: spur gears; power transmission design; flexural fatigue; AGMA; software usability; WPF; SQLite.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

AUTORIZACIÓN DE USO Y PUBLICACIÓN A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE.....	ii
CERTIFICACIÓN DEL DIRECTOR DEL TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR	iii
APROBACIÓN DEL COMITÉ CALIFICADOR	iv
DEDICATORIA.....	v
AGRADECIMIENTO	vi
RESUMEN	vii
ABSTRACT	viii
ÍNDICE DE CONTENIDOS.....	ix
ÍNDICE DE FIGURAS	xii
ÍNDICE DE TABLAS.....	xiv
CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 Planteamiento del problema.....	1
1.2 Objetivos.....	2
1.2.1 General.....	2
1.2.2 Específicos.....	3
1.3 Alcance y delimitación	3
1.4 Justificación	4
CAPÍTULO 2: MARCO TEÓRICO	5
2.1 Antecedentes.....	5
2.2 Bases Teóricas	7
2.2.1 Engranajes: Descripción general	7
2.2.2 Engranajes cilíndricos rectos.....	8
2.2.3 Materiales para engranajes	16
2.2.4 Cinemática en engranajes cilíndricos rectos.....	16
2.2.5 Análisis de fuerzas en engranajes cilíndricos rectos	17
2.2.6 Esfuerzos en engranajes rectos.....	19
2.2.7 Normas AGMA	19
2.2.8 Módulos métricos estándar reconocidos por la AGMA	20
2.2.9 Ecuación de esfuerzo de flexión de la AGMA	20

2.2.10 Resistencia de materiales.....	29
2.2.11 Resistencia de la AGMA de fatiga a la flexión en materiales para engranajes	29
2.2.12 Diseño y factores de seguridad.....	32
2.2.13 Bases de datos.....	33
2.2.14 Bases de datos relacionales.....	34
2.2.15 Lenguajes de programación.....	36
2.2.16 C Sharp	37
2.2.17 Métodos numéricos para aproximaciones lineales.	38
CAPÍTULO 3: MARCO METODOLÓGICO	40
3.1 Enfoque y tipos de investigación	40
3.2 Diseño de la Investigación	41
3.2.1 Fase 1: Identificación de los parámetros y los métodos de cálculo considerados en el proceso de diseño de engranajes.....	41
3.2.2 Diseño de la arquitectura lógica y funcional del programa computacional para el diseño de engranajes cilíndricos rectos.	45
3.2.3 Validación del programa computacional mediante la resolución de problemas típicos que involucren el diseño de engranajes.	48
CAPÍTULO 4: RESULTADOS	50
4.1 Identificación de parámetros y los métodos de cálculo considerados en el proceso de diseño de engranajes.	50
4.1.1 Identificación de los parámetros de entrada.	50
4.1.2 Método de diseño de algoritmo y especificaciones del algoritmo.....	53
4.1.3 Algoritmo de diseño	54
4.2 Diseño de la arquitectura lógica y funcional del programa computacional.....	62
4.2.1 Selección de herramientas tecnológicas	62
4.2.2 Desarrollo de base de datos	63
4.2.3 Desarrollo de la Interfaz de Usuario.....	69
4.2.4 Organización interna del código e implementación del algoritmo de cálculo .	78
4.2.5 Validación funcional del sistema.....	81
4.3 Validación del programa computacional mediante la resolución de problemas típicos que involucren el diseño de engranajes.	85
4.3.1 Planteamiento	85
4.3.2 Procedimiento.....	85
4.3.3 Ejercicio de validación	86

4.3.4 Comparación de resultados.....	101
CONCLUSIONES.....	103
RECOMENDACIONES	105
REFERENCIAS	107
ANEXOS	109

ÍNDICE DE FIGURAS

Fig. 2.1. Par de engranajes [11].	8
Fig. 2.2. Nomenclatura de Engranajes cilíndricos rectos, perfil de involuta [12].	10
Fig. 2.3. Geometría de contacto del diente [11].	12
Fig. 2.4. Definición de la relación de contacto [12].	13
Fig. 2.5. Descomposición de fuerzas en un engranaje recto [12].	18
Fig. 2.6. Factor K_v [11].	24
Fig. 2.7. Parámetros de la AGMA para el factor K_B [11].	28
Fig. 2.8. Factor de vida K_L [11].	31
Fig. 2.9. Vista de una base de datos relacional de una forma generalizada [15].	34
Fig. 2.10. Interpolación Lineal [22].	38
Fig. 3.1. Proceso de diseño de Engranajes Cilíndricos Rectos.	44
Fig. 3.2. Proceso de diseño del programa computacional.	45
Fig. 4.1. Diagrama de flujo General y simplificado del algoritmo.	55
Fig. 4.2. Esquema funcional del módulo de diseño geométrico.	57
Fig. 4.3. Esquema funcional del módulo de cálculo de cargas y cálculo cinemático.	58
Fig. 4.4. Parámetros necesarios para el cálculo de los factores de la AGMA de esfuerzos.	60
Fig. 4.5. Tablas de base de datos.	64
Fig. 4.6. Tabla de módulos métricos	64
Fig. 4.7. Tabla de los valores de los factores geométricos.	65
Fig. 4.8. Tabla de posiciones de valores de factor geométrico	65
Fig. 4.9. Tabla que almacena el valor de los posibles ángulos de presión.	66
Fig. 4.10. Tabla de propiedades de materiales.	66
Fig. 4.11. Tabla que almacena dato de los materiales para engranajes.	67
Fig. 4.12. Tabla del listado de tratamientos de la base de datos.	67
Fig. 4.13. Tabla de los valores del factor de aplicación de la base de datos.	68
Fig. 4.14. Tabla de base de datos de tipo de impacto en la máquina impulsada.	68
Fig. 4.15. Tabla de base de datos de tipo de máquina impulsora.	68
Fig. 4.16. Ventana principal del programa.	70
Fig. 4.17. Primer control de usuario, informativo del módulo de cálculo.	71
Fig. 4.18. Segundo control de usuario, interfaz de etapa de diseño geométrico.	72

Fig. 4.19. Interfaz de usuario, etapa de cálculo estático y cinemático.	73
Fig. 4.20. Interfaz para cálculo de los factores de esfuerzo de la AGMA.	74
Fig. 4.21. Ventana emergente de cálculo de Factor K_v	75
Fig. 4.22. Ventana emergente para K_a	75
Fig. 4.23. Ventana para el cálculo de factor K_B	76
Fig. 4.24. Vista de la sección de diseño a fallas por fatiga de flexión de dientes.	77
Fig. 4.25. Ventana "Acerca de".	77
Fig. 4.26. Organización interna del programa en clases y carpetas.	80
Fig. 4.27. Mensaje de texto "Datos incompletos".	81
Fig. 4.28. Mensaje de texto "Datos inválidos" de valor cero.	81
Fig. 4.29. Mensaje de Texto "Datos inválidos" de inexistencia.	82
Fig. 4.30. Mensaje de texto "Datos inválidos" de inconsistencia física.	82
Fig. 4.31. Mensaje de texto "Resultado no factible" de la geometría no válida.	82
Fig. 4.32. Mensaje de texto "Resultado no factible" de valor fuera de rango.	83
Fig. 4.33. Mensaje de texto "Acción no disponible" para transición entre ventanas.	83
Fig. 4.34. Mensaje de texto "Trabajo incompleto" de que no se puede guardar.	84
Fig. 4.35. Cuadro de diálogo "Advertencia" de iniciar nuevo cálculo.	84
Fig. 4.36. Cuadro de diálogo de "Finalizar" con el trabajo realizado.	84
Fig. 4.37. Resultado de cálculo geométrico de Ejemplo 1.	86
Fig. 4.38. Resultado de cálculo cinemático y estado estacionario de Ejemplo 1.	89
Fig. 4.39. Resultado para factores geométricos de Ejemplo 1.	91
Fig. 4.40. Cálculo del factor dinámico de Ejemplo 1.	93
Fig. 4.41. Factor de aplicación de Ejemplo 1.	94
Fig. 4.42. Cálculo del factor de espesor de aro de Ejemplo 1.	94
Fig. 4.43. Valores de factores de resistencia AGMA de Ejemplo 1.	96
Fig. 4.44. Factores de seguridad de piñón y corona de Ejemplo 1.	96
Fig. 4.45. Resolución de Ejemplo 2 con programa.	98

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1. Módulos métricos estándar [13].	20
Tabla 2.2. Factor J para flexión de la AGMA, para 20° y dientes de profundidad total con carga del HPSTC [11].	22
Tabla 2.3. Factor J para flexión de la AGMA, para 25° y dientes de profundidad total con carga del HPSTC [11].	23
Tabla 2.4. Números de calidad del engranaje recomendados por la AGMA para diversas aplicaciones [11].	25
Tabla 2.5. Números recomendados de calidad del engranaje contra la velocidad en línea de paso [11].	26
Tabla 2.6. Fator K_m de distribución de carga [11].	26
Tabla 2.7. Aplicaciones de factores K_a [11].	27
Tabla 2.8. Resistencia $S_f b'$ de la AGMA [11].	30
Tabla 2.9. Factor K_R de la AGMA [11].	32
Tabla 4.1. Posibles diseños geométricos para Ejemplo 1	88
Tabla 4.2. Posibles diseños geométricos para Ejemplo 2	100
Tabla 4.3. Comparativa de valores de Ejemplo 1, validación de respuesta.	101
Tabla 4.4. Comparativa de valores de Ejemplo 2, validación de respuesta.	102

CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN

1.1 Planteamiento del problema

Una de las actividades que realiza el ingeniero mecatrónico es el diseño de elementos de máquinas, tales como los engranajes utilizados en la transmisión de potencia. Por esta razón, dentro de la malla curricular de la carrera de Ingeniería en Mecatrónica de la Universidad Técnica del Norte, se imparten conocimientos asociados a este diseño. El aprendizaje inicia en el tercer semestre con la asignatura Dinámica y Mecanismos, donde se hacen estudios cinemáticos de los engranajes. Luego, en el sexto nivel, en la asignatura Diseño de elementos de máquinas, se realizan los diseños resistivos que dependen, por ejemplo, de las condiciones de carga.

Para realizar el diseño de engranajes se utiliza una metodología rigurosa, que incluye múltiples pasos, con base en normas de la American Gear Manufacturers Association (AGMA) con muchos pasos que conduce a equivocaciones en los resultados. Existen varias formas y procedimientos para desarrollar y resolver el problema, lógicamente, se necesita los datos necesarios para el cálculo, como la velocidad angular, relación de transmisión, ángulo de presión, que indica la geometría del engranaje requerido. Para posteriormente calcular las fuerzas a la que se expone, partiendo desde la potencia al cual debe estar sometido, y finalmente calculando los esfuerzos y el factor de seguridad para que el material no falle y cumpla con sus requerimientos.

Una de las problemáticas que se ha observado es que los estudiantes tardan tres semestres para continuar con el proceso de diseño de este tipo de elementos, y por tanto se les dificulta aprender estos conceptos que son de gran importancia para su desenvolvimiento como profesional.

Adicionalmente, los alumnos de la carrera de mecatrónica están, constantemente, desarrollando proyectos académicos a lo largo de los últimos semestres y suelen enfrentarse a la necesidad de diseñar sistemas mecánicos que incluyan los engranajes cilíndricos rectos, fundamentales en los sistemas de transmisión de potencia.

Disponer de una herramienta computacional que realice el diseño de los engranajes cilíndricos rectos minimizaría la posibilidad de cometer errores y aumentaría la eficiencia en la obtención de resultados. Esta situación no solo consume un tiempo valioso que podría ser aprovechado en el desarrollo de otros aspectos del proyecto, sino que permitiría modificar los resultados, tomando en cuenta otras condiciones de diseño como profundizar en el análisis y diseño de los sistemas de transmisión de potencia.

Aun considerando la existencia de herramientas informáticas que realizan las operaciones de diseño mucho más completa y efectiva, estos tienen costos de adquisición con licencias que salen del presupuesto para un trabajo que no requiere todos los complementos, y pueden ser complejos de entender. Estas descripciones hacen que las aplicaciones dentro del entorno académico no sea el apropiado ni de mucha utilidad.

Esta situación justifica el desarrollo de una herramienta computacional con fines académicos, que apoye el aprendizaje y la aplicación práctica del diseño de engranajes cilíndricos rectos.

1.2 Objetivos

1.2.1 General

Desarrollar una herramienta computacional para el diseño de engranajes cilíndricos rectos.

1.2.2 Específicos

- Identificar los parámetros técnicos y los métodos de cálculo considerados en el proceso de diseño de engranajes.
- Diseñar la arquitectura lógica y funcional del programa computacional que automatice el cálculo de los parámetros necesarios para el diseño de engranajes cilíndricos rectos.
- Validar el programa computacional resolviendo problemas típicos que involucran el diseño de engranajes.

1.3 Alcance y delimitación

Este proyecto tiene como objetivo el desarrollo de un programa computacional que permitirá el diseño de engranajes cilíndricos rectos basado en los criterios y metodologías establecidos por la norma AGMA.

No se considerarán otros tipos de engranajes, tales como helicoidales, cónicos, internos, ni sistemas de engranajes compuestos o planetarios. Asimismo, el desarrollo se centrará en condiciones de carga estáticas, por lo que no se incluirán análisis dinámicos, transitorios ni de vibraciones.

Desde el punto de vista funcional, el alcance del programa abarcará el ingreso de datos por parte del usuario, que serán establecidos durante el desarrollo de esta investigación, para luego generar cálculos automáticos bajo la norma AGMA. Los resultados podrán ser visualizados en pantalla de forma clara y estructurada. Tampoco se abordarán aspectos relacionados con procesos de fabricación, tolerancias de producción, análisis térmico o simulaciones por el Método de Elementos Finitos (FEM).

1.4 Justificación

El diseño de engranajes cilíndricos rectos es esencial en los proyectos de los estudiantes de Ingeniería en Mecatrónica, especialmente en aquellos que involucran sistemas de transmisión de potencia. Sin embargo, la carencia de una herramienta computacional que facilite estos cálculos provoca que los estudiantes tengan que realizar los procesos manualmente, lo que consume un tiempo considerable que podría invertirse en áreas más avanzadas de sus proyectos. Además, este enfoque manual está expuesto a errores, lo que puede afectar la calidad del diseño final.

Desarrollar una herramienta computacional que automatice estos cálculos no solo optimizaría el tiempo de los estudiantes, sino que también les permitiría concentrarse en otros aspectos más profundos de sus proyectos. De igual manera, los docentes se verían beneficiados, ya que tendrían una herramienta que simplifique la enseñanza de conceptos complejos y fomente un aprendizaje más práctico e interactivo, contribuyendo así al ODS 4: Educación de Calidad, al mejorar la formación de los estudiantes en disciplinas tecnológicas.

Además, este tipo de innovación se alinea con el ODS 9: Industria, Innovación e Infraestructura, ya que el desarrollo de herramientas computacionales promueve el desarrollo en áreas de la ingeniería, en este caso, impulsando procesos que pueden ser más eficientes en la calidad de aprendizaje y la productividad, lo que se vincula con el ODS 8: Trabajo Decente y Crecimiento Económico.

Así, esta solución contribuiría significativamente a mejorar la eficiencia y calidad en el proceso educativo, fortaleciendo la educación superior, la innovación y el crecimiento económico en el campo de la ingeniería.

CAPÍTULO 2: MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes

El diseño de engranajes cilíndricos rectos es fundamental en los sistemas de transmisión mecánica debido a su eficiencia y simplicidad. Uno de los aspectos críticos en su diseño es la resistencia por fatiga de flexión de los dientes, que puede determinar la vida útil del componente. Las normas de diseño, como las establecidas por la American Gear Manufacturers Association (AGMA), proporcionan una metodología formal para calcular esta resistencia, considerando factores como la geometría del diente, la calidad de fabricación y condiciones de carga.

La resistencia también implica analizar distintos factores que afectan significativamente la longevidad y confiabilidad de los sistemas de engranajes. La fractura de dientes, la corrosión por picadura y deformación plástica son agentes físicos que determinan la funcionalidad y vida útil de estos elementos en la industria [1].

La fractura del diente está asociada con la falla por fatiga de flexión de dientes y es uno de los modos de falla más considerado en el diseño de engranajes. Existen distintos métodos para el cálculo de y determinación de la resistencia de los engranajes ante falla por fatiga de flexión, y estos son los estándares de diseño establecidas en distintas regiones, internacionales o nacionales como la American Gear Manufacturers Association (AGMA) e International Organization for Standardization (ISO) [1].

En los sistemas de transmisión de potencia de engranes, son los dientes los que se encargan de transmitir la potencia, y por ende son los que están sometidos a grandes esfuerzos, tras observaciones, se ha establecido que la tensión de flexión y de contacto son las causas principales

que un engranaje recto falle. Cuando se analiza cada análisis se realizan muchas consideraciones, y en este caso, cuando se realiza el diseño por fatiga de flexión, se realizan los cálculos tomando al diente del engranaje como viga en voladizo considerando su sección transversal del ancho de cara como el espesor del diente [2].

La investigación experimental proporciona información en muchos aspectos de diseño de engranajes y los efectos que se pueden observar cuando son sometidos a diferentes condiciones de funcionamiento. Los engranajes con una relación de contacto mayores a 1 y cercanas a 2 distribuyen toda la carga entre pares de dientes, lo que reduce significativamente los esfuerzos que realizan cada diente, esto incluye en los cálculos que se realizan de manera mucho más conservadora [3].

Existen los factores AGMA para calcular el esfuerzo de fatiga por flexión en un engranaje que incluyen varios parámetros que ajustan la carga aplicada al engranaje según sus características geométricas y de material. Se analiza sobre las propiedades del material, que ajusta el esfuerzo según los métodos de fabricación, que modifica los valores como su resistencia a la fatiga. Estos factores permiten una estimación conservadora del esfuerzo de flexión al tener en cuenta las condiciones de operación y las características específicas del engranaje [4], [5].

Para obtener datos y valores de la resistencia a la fatiga de los materiales, los estándares AGMA e ISO realizan pruebas experimentales para los engranajes, que someten materiales a pruebas bajo distintos factores y propiedades previamente analizadas de cada objeto. En un material, su calidad, tratamientos, dureza superficial definen la curva S-N que con el tiempo se registran sus valores en tablas, los cuales son utilizados en un proceso de diseño [6].

En los últimos años, las herramientas informáticas han tomado un rol importante en el diseño mecánico, ya que permiten automatizar cálculos, reducir errores y mejorar la presentación de los resultados. En el caso de los engranajes cilíndricos rectos, varios trabajos han demostrado que el uso de software puede facilitar tanto el aprendizaje como la aplicación de normas técnicas.

Por ejemplo, Vavrek desarrolló un programa en Visual Basic para calcular dimensiones y esfuerzos con una interfaz sencilla [7]. Gao (2019) integraron CAD y CAE para el diseño y análisis de engranajes rectos, mejorando la precisión y eficiencia del proceso [8].

De forma complementaria, Oladejo et al. propusieron un modelo computacional que calcula tanto las propiedades geométricas como los esfuerzos actuantes, incorporando una evaluación de viabilidad del diseño mediante una interfaz interactiva basada en algoritmos de Visual Basic [9],

Más recientemente, demostraron el uso de algoritmos de optimización como el enjambre de partículas (PSO) en el diseño automático de engranajes rectos, mostrando cómo integrar técnicas de cómputo avanzado en el análisis mecánico [10].

2.2 Bases Teóricas

2.2.1 Engranajes: Descripción general

Un engrane o rueda dentada es una parte mecánica rotatoria diseñada para transmitir movimiento de rotación y/o par mediante una serie de dientes que encajan con los de otra rueda u otro elemento. Cuando se realiza el acople entre dos engranajes para la transmisión de potencia, convencionalmente se le denomina piñón al más pequeño del par y al otro, corona (ver Fig. 2.1) [11].

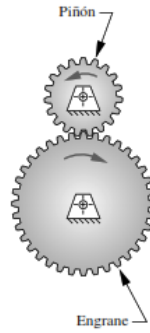


Fig. 2.1. Par de engranajes [11].

Existen distintos tipos de engranajes que son utilizados gran cantidad de aplicaciones [12]:

- Engranajes cilíndricos rectos.
- Engranajes helicoidales.
- Engranajes cónicos.
- Engranajes de tornillos sinfín o de gusano.

2.2.2 Engranajes cilíndricos rectos

Poseen dientes situados en paralelo al eje de rotación y se utilizan para transmitir movimiento de una flecha a otra que se encuentra en paralelo. El perfil que traza la forma del diente del engranaje se le denomina involuta, y es utilizado en gran mayoría debido a que genera una transmisión de movimiento constante y suave.

Según [12], se puede definir la geometría de los engranajes cilíndricos rectos con perfil de involuta partir de (ver Fig. 2.2):

- **Círculo de paso:** Se trata de un círculo teórico sobre el cual se fundamenta todos los cálculos. También suele denominarse círculo primitivo [11], [12].
- **Diámetro de paso:** Hace referencia al diámetro del círculo de paso, y también se lo denomina diámetro primitivo [11], [12].
- **Piñón:** Es el engranaje de menor tamaño en un sistema de dos engranajes interconectados. El engranaje mayor simplemente se denomina corona [12].
- **Paso circular:** Es la distancia medida sobre el círculo primitivo desde un punto de un diente hasta el mismo punto en el siguiente diente adyacente. Se determina como la suma entre el espesor del diente y el ancho del espacio [12].
- **Módulo:** Indica el tamaño del diente en el sistema métrico, calculándose como el diámetro de paso dividido por el número de dientes [12].
- **Paso diametral:** Representa la cantidad de dientes por unidad de diámetro en pulgadas, siendo el inverso del módulo [12].
- **Addendum:** Es la distancia radial desde la cresta del diente hasta el círculo de paso [12].
- **Dedendum:** Corresponde a la distancia radial entre el valle del diente y el círculo de paso [12].
- **Profundidad total:** Se obtiene sumando el addendum y el dedendum [12].
- **Círculo del claro:** Es un círculo tangente al círculo addendum del engrane con el que se acopla [12].

- **Claro:** Define la diferencia entre el dedendum de un engrane y el addendum de su engrane acoplado [12].
- **Holgura:** Es el espacio adicional entre el ancho del espacio del diente y el espesor del diente de acoplamiento en los círculos de paso.

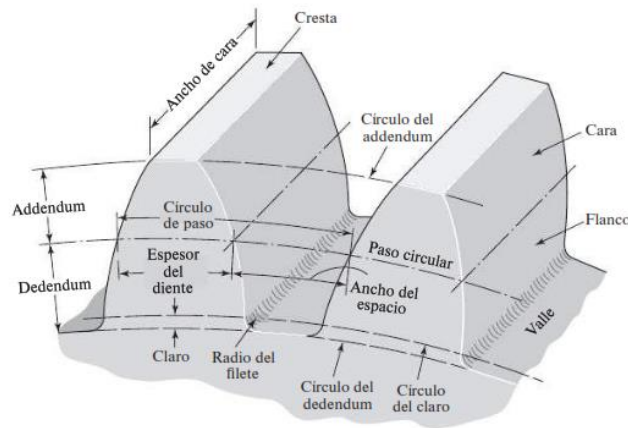


Fig. 2.2. Nomenclatura de Engranajes cilíndricos rectos, perfil de involuta [12].

Se pueden establecer las relaciones entre cada concepto y las fórmulas con la que se puede calcular. El paso diametral es un parámetro fundamental en teoría de engranajes, sin embargo, no se emplea directamente, sino que se sustituye por el módulo métrico en todas las fórmulas y cálculos (ver Ecs. (2.1) a (2.4)).

$$P = \frac{N}{d} = \frac{1}{m} \quad \text{Ec. 2.1 [12]}$$

$$m = \frac{d}{N} \quad \text{Ec. 2.2 [12]}$$

$$p = \frac{\pi d}{N} = \pi m \quad \text{Ec. 2.3 [12]}$$

$$pP = \pi$$

Ec. 2.4 [12]

En donde:

P es el paso diametral (utilizado solo para sistema inglés) [dientes/in].

N es el número de dientes [adimensional].

d es el diámetro de paso (consistente con SI) [mm].

m es el módulo métrico [mm/diente].

p es el paso circular (consistente con SI) [mm].

Para calcular el addendum y el dedendum en función del módulo métrico estándar, la AGMA proporciona especificaciones para dientes de engranaje de profundidad total (ver Ec. 2.5 – Ec. 2.6) [11].

$$a = m \quad \text{Ec. 2.5 [11]}$$

$$b = 1,25m \quad \text{Ec. 2.6 [11]}$$

Donde:

a es el addendum [mm].

b es el dedendum [mm].

m es el módulo métrico [mm].

Geometría de contacto del diente

Cuando dos engranajes se acoplan, generan ciertas curvas y trayectorias que describen el comportamiento del engranaje, como el ángulo de presión y la línea de acción (ver Fig. 2.3).

- **Ángulo de presión.** Cuando los dientes hacen contacto, la geometría del perfil de involuta genera una línea imaginaria que se denomina tangente común, ya que lo es para ambos dientes en contacto. Dicho esto, la línea normal a la tangente común en el punto de contacto se denomina normal común, denominada también como línea de acción. El punto de contacto siempre realiza una trayectoria que pasa por la línea de acción, por lo que, se define como ángulo de presión ϕ al ángulo que genera la normal común y la recta tangente al círculo de paso en el punto de contacto [11].
- **Línea de acción.** La línea de acción es una trayectoria que traza los puntos de contacto durante el tiempo en que el diente hace contacto con el diente de otro engranaje, el perfil de involuta hace que la línea de acción tenga una recta lineal, y por tanto cumpla la ley fundamental del engranaje [11].

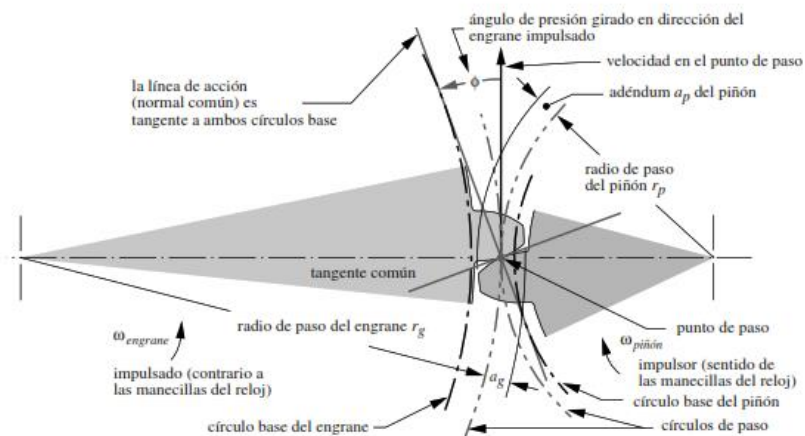


Fig. 2.3. Geometría de contacto del diente [11].

- **Longitud de acción.** Es la longitud de la línea de acción que describe desde el inicio del contacto del diente hasta cuando finaliza, su símbolo es "Z" [11]. La longitud de acción está en la distancia que hay entre los puntos a y b ubicados sobre la línea de presión y es L_{ab} (ver Fig. 2.4).

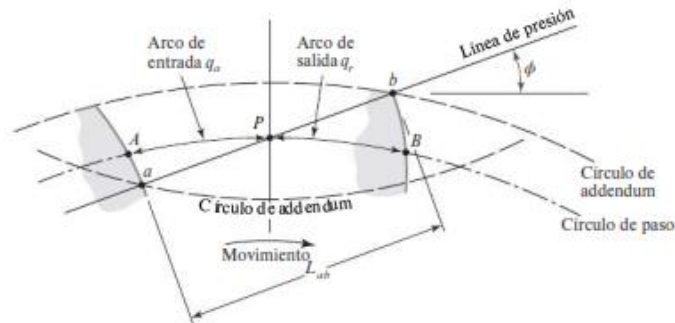


Fig. 2.4. Definición de la relación de contacto [12].

Relación de contacto

Se define a la razón de contacto como el número promedio de dientes que están en contacto en cualquier momento. Se calcula a partir de una fórmula, se tiene la **relación de contacto m_p** (ver Ec. 2.7).

$$m_p = \frac{p_d Z}{\pi \cos \phi} \quad \text{Ec. 2.7 [11]}$$

Donde:

m_p es la razón de contacto [adimensional].

Z es la longitud de acción [mm].

ϕ es el ángulo de presión [°].

P_d es el paso diametral [dientes/in] (incluido por referencia conceptual. Para los cálculos prácticos del trabajo se sustituye por su equivalente de módulo métrico m [mm/diente]).

La longitud de acción se puede calcular mediante una expresión o fórmula (ver Ec. 2.8).

$$Z = \sqrt{(r_p + a_p)^2 - (r_p \cos \phi)^2} + \sqrt{(r_g + a_g)^2 - (r_g \cos \phi)^2} - C \sin \phi \quad \text{Ec. 2.8 [11]}$$

Donde:

r_p y r_g son los radios de los círculos de paso del piñón y la corona respectivamente [mm].

a_p y a_g son los adendos del piñón y la corona (ambos son iguales para engranajes estándar "a") [mm].

C es la distancia entre centros del piñón y la corona acoplados [mm].

ϕ es el ángulo de presión [°].

Interferencia

Se le denomina interferencia al contacto de las porciones de perfiles de dientes que no son conjugadas, es decir, aquellas zonas del diente donde ya no es involuta, como puede ser el flanco de la raíz o la parte externa del diente, esto puede producir movimientos muy bruscos y no deseados [12].

Según [12], se puede evitar la interferencia de engrane entre piñón y corona conociendo sus diámetros de paso y ángulo de presión. Las ecuaciones que determinan el número mínimo de dientes requerido para impedir el contacto indeseado (ver Ecs. (2.9) a (2.11)).

$$m_G = \frac{d_g}{d_p} \quad \text{Ec. 2.9 [12]}$$

$$N_p = \frac{2k}{(1+2m_G) \sin^2 \phi} \left(m_G + \sqrt{m_G^2 + (1 + 2m_G) \sin^2 \phi} \right) \quad \text{Ec. 2.10 [12]}$$

$$m_G = \frac{N_g}{N_p} \quad \text{Ec. 2.11 [12]}$$

Donde:

N_p es el número de dientes mínimo del piñón para evitar interferencia [adimensional].

N_g es el número de dientes en la corona [adimensional].

m_G es la razón de engrane [adimensional].

d_g es el diámetro de paso de la corona [mm].

d_p es el diámetro de paso del piñón [mm].

Φ es el ángulo de presión [°].

Para dientes de profundidad completa $k = 1$.

HPSTC: Punto más alto de contacto en un solo diente

Si la razón de contacto es 1, quiere decir que un diente sale del contacto justo cuando el siguiente diente lo inicia. Esto es indeseable, ya que errores ligeros en espaciamiento puede causar vibraciones y ruido.

Si la razón de contacto es mayor que 1 quiere decir que más dientes comparten la carga. Para razones de contacto entre 1 y 2, habrá ocasiones en donde un par de dientes tomen la carga completa, esto ocurrirá en el centro de la región del engranado donde la carga se aplica en una posición más baja en el diente y no en la punta. El punto se conoce como punto más alto de contacto en un solo diente. Se prefiere una razón mínima de contacto de 1.4 [11]

2.2.3 Materiales para engranajes

Para la fabricación de engranajes, existe solo un número limitado de metales y aleaciones que son adecuados. Cada uno de estos materiales, tiene distintas propiedades, por lo que, si cambia de material, es posible incrementar la carga que puede resistir [11].

- Hierros fundidos, utilizados comúnmente para fabricar engranajes.
- Aceros
- Bronces
- Engranajes no metálicos como el nylon y el acetal

2.2.4 Cinemática en engranajes cilíndricos rectos

Describe el comportamiento del movimiento de un par de engranajes.

De Norton se tiene la expresión cinemática (ver Ec. 2.12) [11].

$$m_v = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{N_1}{N_2} = \frac{d_1}{d_2} \quad \text{Ec. 2.12 [11]}$$

Donde:

m_v : razón de velocidad angular [adimensional]

ω_1 : velocidad angular del engrane **entrada** (impulsor)

ω_2 : velocidad angular del engrane **salida** (conducido)

N_1, N_2 : número de dientes del engrane entrada y salida

d_1, d_2 : diámetros primitivos del engrane entrada y salida

Se puede calcular la velocidad tangencial v (ver Ec. 2.13):

$$v = \omega \cdot \frac{d}{2} \quad \text{Ec. 2.13}$$

Donde:

v : velocidad tangencial en metros por segundo [m/s].

ω : velocidad angular en radianes por segundo [rad/s].

d : diámetro de paso del engranaje [m].

2.2.5 Análisis de fuerzas en engranajes cilíndricos rectos

Para el análisis de cargas en un engranaje cilíndrico recto de deben tomar en cuenta los datos de entrada para los cálculos, los cuales son la potencia transmitida o de transmisión, la velocidad angular de cada engranaje, y los diámetros de paso de cada engranaje.

De Fig. 2.5, se analiza que la fuerza aplicada sobre un engranaje está en la línea de acción, y se puede descomponer en la fuerza que actúa en la dirección radial que actúa sobre el engranaje F_{32}^r y la componente que actúa tangencialmente en el engranaje F_{32}^t [12].

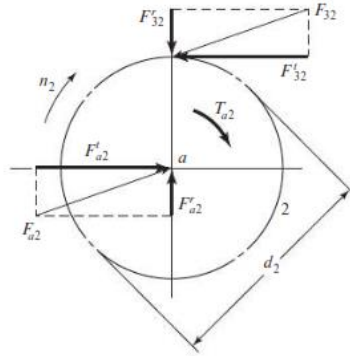


Fig. 2.5. Descomposición de fuerzas en un engranaje recto [12].

Para la nomenclatura, se define la carga de fuerza con W , con un subíndice r si es radial, o t , si es tangencial. Entonces $W_r = F_{32}^r$, $W_t = F_{32}^t$ [12].

Cuando se analiza un engranaje bajo carga, lo primero que involucra es la potencia, y de eso se obtienen las fórmulas que involucran al torque y la velocidad angular (ver Ecs. (2.14) a (2.16)) [12].

$$H = T\omega \quad \text{Ec. 2.14 [12]}$$

$$T = \frac{d}{2} W_t \quad \text{Ec. 2.15 [12]}$$

$$W_r = W_t \tan(\phi) \quad \text{Ec. 2.16 [12]}$$

Donde:

H es la potencia de transmisión [W].

T es el torque [$N \cdot m$].

ω es la velocidad angular del engranaje [rad/s].

d es el diámetro de paso [m].

W_t es la carga tangencial [N].

W_r es la carga radial [N].

ϕ es el ángulo de presión [$^\circ$].

2.2.6 Esfuerzos en engranajes rectos

Existen dos modos de fallo principal que afectan los dientes de los engranajes: la fractura por fatiga, y fatiga superficial de dientes [11]. En este contexto, solo se analiza la fatiga por flexión de dientes.

2.2.7 Normas AGMA

El estándar AGMA 2000-A88 establece criterios en la calidad del engranaje con el índice de calidad Q_V , establece los márgenes de fabricación tolerables para el dimensionamiento de dientes de engranajes. El índice de calidad abarca los niveles desde la peor calidad (3) hasta la mayor precisión (16) [11].

El estándar AGMA 2001-B88 establece el procedimiento para análisis de resistencia en engranajes. Esta norma incluye a las variables necesarias para evaluar las cargas admisibles y asegurar un correcto desempeño en campo ajo condiciones de operación específicas [11].

La norma AGMA 908-B89 proporciona el algoritmo de cálculo de un factor que interviene en el diseño resistivo del engranaje, denominado como factor geométrico J , y también tablas para para dientes estándares de profundidad completa [11].

2.2.8 Módulos métricos estándar reconocidos por la AGMA

Para el sistema internacional, la AGMA reconoce a los módulos métricos estandarizados por la ISO. Y son posibles usar la teoría desarrollada por la AGMA para el diseño de engranajes. Las unidades del módulo métrico son mm/diente (ver Tabla 2.1) [11].

Tabla 2.1. Módulos métricos estándar [13].

Módulo métrico (mm)	Equivalente pd (in ⁻¹)
0,3	84,67
0,4	63,50
0,5	50,80
0,8	31,75
1	25,40
1,25	20,32
1,5	16,93
2	12,70
3	8,47
4	6,35
5	5,08
6	4,23
8	3,18
10	2,54
12	2,12
16	1,59
20	1,27
25	1,02

2.2.9 Ecuación de esfuerzo de flexión de la AGMA

Definida en el estándar 2001-B88, la ecuación es válida solo para ciertos supuestos en la geometría del diente [11].

- La razón de contacto se encuentra entre 1 y 2.
- No hay interferencia, ni rebaje, es decir dientes de profundidad completa.
- Ningún diente es puntiagudo
- Existe holgura diferente de 0.
- Los filetes de la raíz son estándar.
- Las fuerzas de fricción son despreciables.

Una vez definida los putos importantes para la cual la ecuación es válida, se tiene la ecuación de esfuerzo σ_b de AGMA para sistema internacional (ver Ec. 2.17) [11].

$$\sigma_b = \frac{W_t}{FmJ} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_B K_I \quad \text{Ec. 2.17 [11]}$$

Donde:

σ_b es el esfuerzo por fatiga de flexión en los dientes del engranaje [MPa]

W_t es la carga tangencial en el engranaje [N]

K_a factor aplicado a las cargas dinámica [adimensional]

K_m es el factor de distribución de carga [adimensional]

K_s es el factor de tamaño [adimensional]

K_B es el factor de espesor del aro [adimensional]

K_I factor para engranaje loco [adimensional]

K_v es el factor dinámico [adimensional]

F es el ancho de cara del engranaje [mm]

m es el módulo métrico [mm]

J es el factor geométrico [adimensional]

Factor geométrico J .

Se calcula con un algoritmo complicado, definido en el estándar AGMA 908-B89. Sin embargo, proporcionan tablas de factores J , para dientes estándar de profundidad completa para un subconjunto de combinaciones engrane-diente (ver Tabla 2.2 a Tabla 2.3) [11].

Si las tolerancias de manufactura son pequeñas se puede suponer como comparten la carga los dientes y usar las tablas de HPSTC. Para números de dientes ubicados entre intervalos de la tabla es posible utilizar interpolación para hallar el valor del factor geométrico.

Tabla 2.2. Factor J para flexión de la AGMA, para 20° y dientes de profundidad total con carga del HPSTC [11].

Dientes en la corona	Dientes en el piñón															
	12		14		17		21		26		35		55		135	
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G
12	U	U														
14	U	U	U	U												
17	U	U	U	U	U	U										
21	U	U	U	U	U	U	0,33	0,33								
26	U	U	U	U	U	U	0,33	0,35	0,35	0,35						
35	U	U	U	U	U	U	0,34	0,37	0,36	0,38	0,39	0,39				
55	U	U	U	U	U	U	0,34	0,40	0,37	0,41	0,40	0,42	0,43	0,43		
135	U	U	U	U	U	U	0,35	0,43	0,38	0,44	0,41	0,45	0,45	0,47	0,49	0,49

Tabla 2.3. Factor J para flexión de la AGMA, para 25° y dientes de profundidad total con carga del HPSTC [11].

Dientes en la corona	Dientes en el piñón															
	12		14		17		21		26		35		55		135	
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G
12	U	U														
14	U	U	0,33	0,33												
17	U	U	0,33	0,36	0,36	0,36										
21	U	U	0,33	0,39	0,36	0,39	0,39	0,39								
26	U	U	0,33	0,41	0,37	0,42	0,40	0,42	0,43	0,43						
35	U	U	0,34	0,44	0,37	0,45	0,40	0,45	0,43	0,46	0,46	0,46				
55	U	U	0,34	0,47	0,38	0,48	0,41	0,49	0,44	0,49	0,47	0,50	0,51	0,51		
135	U	U	0,35	0,51	0,38	0,52	0,42	0,53	0,45	0,53	0,48	0,54	0,53	0,56	0,57	0,57

Factor dinámico K_V

Toma en cuenta las cargas vibratorias internas que se generan por el impacto entre dientes y están inducidas por un engranaje desajustado. Tal carga vibratoria se conoce como error de transmisión.

La AGMA proporciona curvas empíricas de K_V como una función de velocidad en la línea de paso (ver Fig. 2.6).

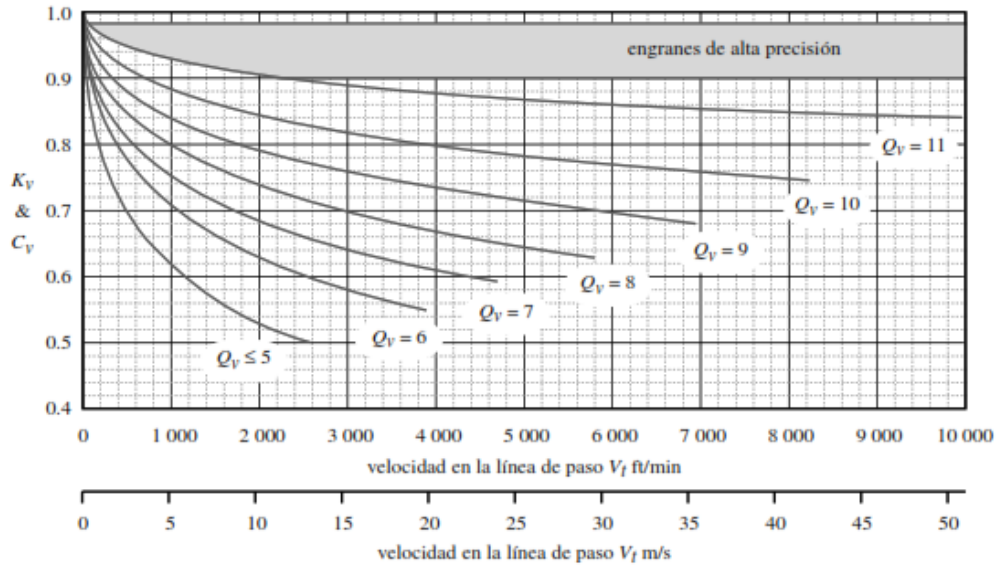


Fig. 2.6. Factor K_v [11].

Se puede observar que cada curva depende de Q_v , y se lo denomina índice de calidad de engranaje, el estándar AGMA 2000-A88 es el que lo define [11].

Las curvas definidas, se pueden obtener a partir de una ecuación en función de la velocidad de la línea de paso cuya curva varía con el índice de calidad Q_v .

Para índice de calidad mayores o iguales que 6 y menores o iguales que 11 se tiene las curvas a partir de las ecuaciones (Ecs. 2.18 – 2.20)

$$K_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{200V_t}} \right)^B \quad \text{Ec. 2.18 [11]}$$

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad \text{Ec. 2.19 [11]}$$

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{2/3}}{4} \quad \text{Ec. 2.20 [11]}$$

Para engranajes con $Q_v \leq 5$, se tiene (Ec. 2.21)-

$$K_V = \frac{50}{50 + \sqrt{200V_t}} \quad \text{Ec. 2.21 [11]}$$

Dónde:

K_V es el factor dinámico [adimensional].

V_t es la velocidad en línea de paso [m/s]

Q_V es el índice de calidad [adimensional]

Los índices de calidad recomendados por la AGMA para distintas aplicaciones se determinan según la calidad, mientras más calidad el índice aumenta en número y determina la curva de K_V (ver Tabla 2.4) [11].

Tabla 2.4. Números de calidad del engranaje recomendados por la AGMA para diversas aplicaciones [11].

Aplicación	Qv
Tambor impulsor en una mezcladora de cemento	3–5
Horno de cemento	5–6
Impulsor de acero de un molino	5–6
Cosechadoras de maíz	5–7
Grúas	5–7
Perforadora a presión	5–7
Correa transportadora en minería	5–7
Máquina para fabricar cajas de papel	6–8
Mecanismo de un medidor de gas	7–9
Taladro de baja potencia	7–9
Lavadora de ropa	8–10
Prensa impresora	9–11
Mecanismo de computadoras	10–11
Transmisión automotriz	10–11
Impulsor de antena de radar	10–12
Impulsor de propulsión marina	10–12
Impulsor de motor de avión	10–13
Giroscopio	12–14

El índice de calidad recomendado para los engranajes también puede darse por la velocidad angular a la que estará sometido (ver Tabla 2.5).

Tabla 2.5. Números recomendados de calidad del engranaje contra la velocidad en línea de paso [11].

Velocidad de paso (m/s)	Q_v
0–4,064	6–8
4,064–10,160	8–10
10,160–20,320	10–12
Más de 20,320	12–14

Nota: Unidades convertidas de fps a m/s.

Factor de distribución de carga K_m

Considera la manera en que la carga se reparte entre los dientes en contacto. La desviación axial en la forma del diente causa que la carga se distribuya desigual sobre el ancho de cara. Para tomar en cuenta la menor distribución uniforme de la carga se incrementan los esfuerzos cuando el ancho de cara es mucho más grande [11]. Véase los valores de K_m en la Tabla 2.6.

Tabla 2.6. Fator K_m de distribución de carga [11].

Ancho de cara		K_m
(In)	(mm)	
<2	50	1,6
6	150	1,7
9	250	1,8
≥ 20	500	2,0

Una regla útil es mantener el ancho de cara F de un engranaje recto dentro de los límites de:

$$8m < F < 16m$$

Con un valor nominal de $12m$, siendo m el módulo métrico. Esta razón se conoce como factor de ancho de cara.

Aplicación del factor K_a

Para cargas dinámicas, existe posibilidad de que la carga se incremente por encima de los valores medidos debido a la forma en que una máquina puede estar trabajando. Si el grado de choque del par de engranajes es alto, el factor aumenta. Se puede definir eso si la máquina tiene un funcionamiento suave como el de un motor eléctrico para una bomba de agua, y de un motor de combustión para una máquina trituradora de piedras (ver Tabla 2.7) [11].

Tabla 2.7. Aplicaciones de factores K_a [11].

Máquina impulsora	Máquina Impulsada		
	Uniforme	Impacto moderado	Impacto fuerte
Uniforme (motor eléctrico, turbina)	1,00	1,25	1,75 o mayor
Impacto suave (motor de varios cilindros)	1,25	1,50	2,00 o mayor
Impacto medio (motor de un solo cilindro)	1,50	1,75	2,25 o mayor

Factor de tamaño K_s

La AGMA recomienda hacer $K_s = 1$, Para ser conservador $K_s = 1,25$

Factor de espesor del aro K_B

Para tomar en cuenta dónde un engranaje grande, hecho con brazos radiales en lugar de un disco sólido (ver Fig. 2.7). Tiene una profundidad pequeña del aro, en comparación con la profundidad del diente. La AGMA define una razón de respaldo m_B (ver Ec. 2.18 a 2.20) [11].

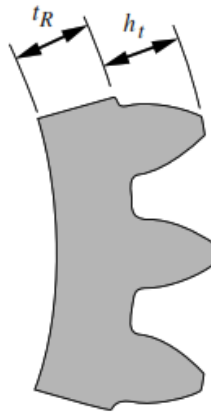


Fig. 2.7. Parámetros de la AGMA para el factor K_B [11].

$$m_B = \frac{t_R}{h_t} \quad \text{Ec. 2.22 [11]}$$

$$K_B = -2m_B + 3,4 \quad \text{si } 0,5 \leq m_B \leq 1,2 \quad \text{Ec. 2.23 [11]}$$

$$K_B = 1,0 \quad \text{si } m_B > 1,2 \quad \text{Ec. 2.24 [11]}$$

Donde:

m_B es la razón de respaldo [adimensional]

t_R es el espesor de aro [mm]

h_t es la profundidad del diente [mm]

Factor K_I

Solo para engranaje loco, entonces $K_I = 1$

2.2.10 Resistencia de materiales

El modo de falla de material implica la falla por fatiga. Los datos de la AGMA recopilados de la resistencia a la fatiga de flexión como superficial, hacen referencia a las resistencias de los materiales como esfuerzos permitidos [11].

2.2.11 Resistencia de la AGMA de fatiga a la flexión en materiales para engranajes

La resistencia de la AGMA a la fatiga de flexión de dientes está dada por la expresión S_{fb} (ver Ec. 2.21) [11].

$$S_{fb} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_{fb'} \quad \text{Ec. 2.25 [11]}$$

Donde:

$S_{fb'}$ es la resistencia a la fatiga por flexión publicada por la AGMA [MPa].

S_{fb} es la resistencia corregida [MPa]

K_L es el factor de vida [adimensional]

K_T es el factor de temperatura [adimensional]

K_R es el factor de confiabilidad [adimensional]

Resistencia a la fatiga por flexión $S_{fb'}$

Se tiene en la Tabla 2.8, la resistencia a la fatiga por tensión de distintos materiales publicados por la AGMA, el cual es la resistencia a la fatiga por flexión para los engranajes [11].

Tabla 2.8. Resistencia $S_{fB'}$ de la AGMA [11].

Material	Clase AGMA	Designación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima	Resistencia a la fatiga por tensión (MPa)	
Acero	A1–A5		Endurecido totalmente	< 180 HB	170–230	
			Endurecido totalmente	240 HB	210–280	
			Endurecido totalmente	300 HB	250–325	
			Endurecido totalmente	360 HB	280–360	
			Endurecido totalmente	400 HB	290–390	
			Endurecido por llama o por inducción	Patrón tipo A 50–54 HRC	310–380	
			Endurecido por llama o por inducción	Patrón tipo B	150	
			Carburado y recubrimiento endurecido	55–64 HRC	380–520	
			AISI 4140	Nitrurado	84.6 HR15N†	230–310
			AISI 4340	Nitrurado	83.5 HR15N	250–325
Nitroaleación 135M			Nitrurado	90.0 HR15N	260–330	
			Nitroaleación N	Nitrurado	90.0 HR15N	280–345
			Cromo al 2.5%	Nitrurado	87.5–90.0 HR15N	380–450
Hierro colado	20	Clase 20	Como está fundido		35	
			Como está fundido	175 HB	69	
			Como está fundido	200 HB	90	
Hierro nodular (dúctil)	A-7-a	60-40-18	Recocido	140 HB	150–230	
			Templado y revenido	180 HB	150–230	
			Templado y revenido	230 HB	180–280	
			Templado y revenido	230 HB	180–280	
Hierro maleable (perlítico)	A-8-c	45007		165 HB	70	
				180 HB	90	
				195 HB	110	
				240 HB	145	
Bronce	Bronce 2	AGMA 2C	Fundido en arena	40 ksi resistencia a la tensión mín.	40	
			Tratado térmicamente	90 ksi resistencia a la tensión mín.	160	
	AI/ Br 3	ASTM B-148 78 aleación 954				

Factor de vida K_L

Para los materiales de los cuales se ha obtenido la resistencia S_{fb}' , se debe considerar que fue hecho con una prueba para una vida de $1E7$ o 10 millones de ciclos (ver Fig. 2.8) [11]. Si se aumenta o reduce el ciclaje, se tendrá que modificar K_L .

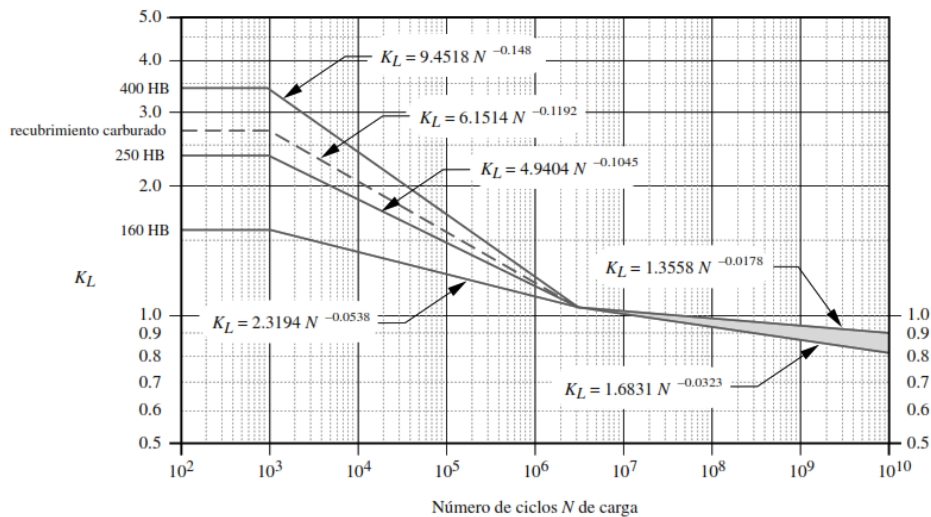


Fig. 2.8. Factor de vida K_L [11].

Para 10 millones de ciclos, se define $K_L = 1$.

Factor de temperatura K_T

Para materiales de acero con temperaturas de aceite hasta de $250\text{ }^\circ\text{F}$, $K_T = 1$. Para mayores temperaturas considerar la Ecuación 2.24.

$$K_T = \frac{460 + T_F}{620} \quad \text{Ec. 2.26 [11].}$$

Donde:

K_T es el factor de temperatura [adimensional]

T_F es la temperatura de exposición del engranaje [°F]

Factor de confiabilidad K_R

Se basa en la probabilidad estadística de 1 falla en 100 muestras, es decir que es de 99% de confiabilidad. Se tiene la siguiente figura para K_R (ver Tabla 2.9).

Tabla 2.9. Factor K_R de la AGMA [11].

% de confiabilidad	K_R
90	0,85
99	1,00
99,9	1,25
99,99	1,50

2.2.12 Diseño y factores de seguridad

Para el diseño, no existe información suficiente en el planteamiento del problema para despejar directamente las incógnitas. Como dato general, se tiene la razón de engranaje, la potencia y la velocidad. A partir de esos datos, se plantea todo el diseño con la finalidad de obtener y determinar el dimensionamiento de los engranajes en los diámetros de paso, paso diametral, ancho de cara, ángulo de presión, la confiabilidad deseada y el entorno de operación con condiciones específicas [11].

Con las variables descritas, se necesita calcular el factor de seguridad para que el engranaje tenga un desempeño óptimo y no falle [11].

El factor de seguridad se lo expresa como la razón de la resistencia corregida del material, y el esfuerzo al que están sometidos los elementos, en este caso, el esfuerzo de fatiga por flexión de dientes (Ec. 2.27).

$$FS = \frac{S_{fb}}{\sigma_B} \quad \text{Ec. 2.27 [11].}$$

Dónde:

FS es el factor de seguridad [adimensional].

S_{fb} es la resistencia corregida del material [MPa].

σ_B es el esfuerzo al que se somete el engranaje [MPa].

2.2.13 Bases de datos

Una Base de Datos (BD) es un conjunto de información que se encuentra almacenada en una memoria, y que puede ser accedida desde distintas aplicaciones para consulta y manejo de información según se requiera para el proceso [14].

Clasificación

Una (BD) puede ser jerárquica, en red, relacionales, NoSQL, orientadas al objeto, objeto-relacionales y multidimensionales [14].

Para el desarrollo del programa computacional enfocado en el diseño de engranajes cilíndricos rectos, el utilizar el modelo de base de datos relacional, es de mucha utilidad debido a su estructura y el cómo se operan los datos. Esta característica resulta fundamental para almacenar

la información relacionada con conceptos y propiedades mecánicas, facilitando su análisis y procesamiento dentro del software.

2.2.14 Bases de datos relacionales

Definida a finales de los años 60 por Edgar Frank Codd con la publicación de un documento denominado *A Relational Model of data for Large Shared Data Banks (UN modelo relacional de datos para grandes bancos de datos compartidos)* en 1960. Es aquella que representa y organiza la información y sus interrelaciones a través de un conjunto de tablas identificadas por nombres únicos, donde cada fila representa una asociación específica entre distintos valores (ver Fig. 2.9) [15].

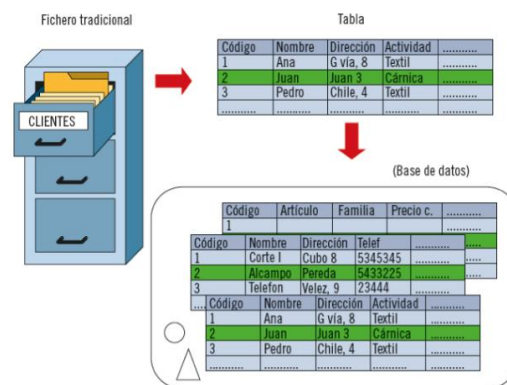


Fig. 2.9. Vista de una base de datos relacional de una forma generalizada [15].

Modelo de datos relacional

EL modelo de datos relacional se plantea como una alternativa a otros modelos para mayor flexibilidad en manejo de datos, se enfoca en tres aspectos fundamentales:

- **Estructura de datos:** Está constituida por dominio, atributos, tuplas (registros o filas) y relaciones [15].

- **Integridad de los datos:** Este es un conjunto de normativas que se aplican a las relaciones base y notifican al Sistema Gestor de Base de Datos acerca de ciertas restricciones [15].
- **Manipulación de datos:** Se lleva a cabo mediante un lenguaje de consulta, que es un lenguaje que el usuario emplea para gestionar la información [15].

Según [15], los conceptos fundamentales de este modelo son:

Tabla: Contienen los datos y las relaciones distribuidas en matrices, filas y columnas.

Columnas: Engloba los atributos o campos, que constituyen las secciones en las que se desglosa la información de cada registro.

Fila: Conservan las instancias conocidas como "registros", que simbolizan a un objeto de la vida real en el que se almacenan los datos.

Lenguaje SQL

El Lenguaje de Consulta Estructurado SQL es el lenguaje por el cual se hacen operaciones en la base de datos, crear la base de datos y realizar transacciones en la misma.

SQLite

SQLite es un gestor de base de datos relacional, el cual es famoso por el pequeño tamaño que ocupa, es de dominio público y por tanto no tiene costo. Debido a su facilidad de uso, su tamaño reducido y versatilidad, este software es utilizado en variedad de aplicaciones [16].

Db Browser (SQLite)

Es una herramienta visual de código abierto cuyo aplicativo es la creación, búsqueda y edición de bases de datos SQLite, proporciona una función de consulta SQL y dispone de una interfaz gráfica parecido a una hoja de cálculo. Además, funciona con Windows, macOS, y la mayoría de las versiones de Linux [17].

2.2.15 Lenguajes de programación

Un lenguaje de programación es un medio formal que permite expresar algoritmos y estructuras de control que una computadora puede interpretar y ejecutar [18].

Clasificación

Existen distintos tipos de lenguajes de programación, algunos pueden ser interpretados directamente por la máquina, y otros necesitan ser interpretados, es decir necesitan un proceso de traducción a lenguaje máquina. Dicho esto, los lenguajes se clasifican en lenguajes de máquina, ensamblador, y de alto nivel [18].

Paradigma Orientado a Objetos

El Paradigma Orientado a Objetos es una forma de programar que sigue un conjunto de principios y métodos coherentes. Este enfoque considera a los objetos, tanto en la definición del problema como en su resolución, como entidades completas, estrechamente vinculadas con las acciones que pueden realizar. La interacción con estos objetos se realiza únicamente a través de las operaciones que ellos mismos permiten, fomentando así un código más organizado, encapsulado y una reducción de código [18].

2.2.16 C Sharp

Es el lenguaje más popular para la plataforma .NET, el cual es un entorno de desarrollo multiplataforma gratuito y de código abierto. Es un lenguaje de alto nivel basado en principios orientados a objetos, además de que incorpora muchas características de otros paradigmas haciendo énfasis en la programación funcional. C Sharp es parte de la familia de lenguajes C. y su sintaxis es familiar [19].

Características principales

Accesible para principiantes y con características avanzadas para desarrolladores de alto nivel, se benefician de la administración automática de memoria de .NET Runtime [19]. Es un lenguaje fuertemente tipado, puede corregir errores antes de ejecutar cualquier programa. Y como parte del ecosistema de .NET, puede usar Visual Studio o Visual Studio Code [19].

Entorno de desarrollo: Visual estudio

Visual Studio es una herramienta poderosa para desarrolladores que permite llevar a cabo todo el ciclo de desarrollo dentro de un solo entorno. Se trata de un entorno de desarrollo integrado (IDE) que facilita tareas como escribir, editar, depurar y compilar código. Además, Visual Studio incluye compiladores, herramientas de autocompletado de código, control de versiones, extensiones y muchas otras funcionalidades diseñadas para optimizar cada etapa del proceso de desarrollo de software [20].

WPF

WPF (Windows Presentation Foundation) es un marco de trabajo para el desarrollo de interfaces de usuario que es independiente de la resolución y utiliza un motor gráfico basado en vectores, optimizado para aprovechar el hardware gráfico moderno. Este marco ofrece un conjunto completo de herramientas para crear aplicaciones, que incluyen XAML (lenguaje de marcado extensible), controles, enlace de datos, diseño, gráficos 2D y 3D, animación, estilos, plantillas, manejo de documentos, medios, texto y tipografía. Al ser parte de .NET, permite la integración con otros componentes de la API de .NET, facilitando la creación de aplicaciones completas y avanzadas [21].

2.2.17 Métodos numéricos para aproximaciones lineales.

Interpolación lineal

Se trata de una ecuación matemática utilizado para estimar valores intermedios entre puntos asociados con datos, siendo la interpolación lineal la forma más simple. Consiste en unir dos puntos asociados con una línea recta (ver Fig. 2.10) [22].

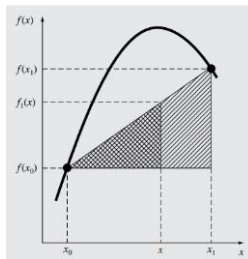


Fig. 2.10. Interpolación Lineal [22].

Se tiene la ecuación para hallar el valor desconocido x , con los datos conocidos de x_0 y x_1 .

$$f_1(x) = f(x_0) + \frac{f(x_1) - f(x_0)}{x_1 - x_0} (x - x_0)$$

Ec. 2.28 [22].

Donde:

x_0, x_1 : los puntos conocidos en el eje x

$f(x_0), f(x_1)$: los valores de la función en esos puntos

x : el valor dentro del intervalo $[x_0, x_1]$ para el que se quiere estimar $f(x)$

$f_1(x)$: el valor estimado de la función en x usando interpolación lineal

CAPÍTULO 3: MARCO METODOLÓGICO

En este capítulo se describe los métodos utilizados para elaborar el programa computacional de diseño de engranajes cilíndricos rectos, desde la investigación teórica, hasta la aplicación de los conceptos dentro de cada fase y actividad planteada para el desarrollo del programa computacional con las herramientas adecuadas.

3.1 Enfoque y tipos de investigación

El presente trabajo de integración curricular se enmarca en el enfoque ingenieril, bajo una investigación aplicada, al tener como objetivo la solución de un problema práctico mediante el desarrollo de una herramienta computacional.

En una primera etapa, se realiza una investigación documental, mediante la recopilación y análisis de información técnica proveniente de fuentes especializadas, como los textos de Shigley[12] y Norton [11], así como normas internacionales como la AGMA. Se abordan los fundamentos del diseño de engranajes cilíndricos rectos, el cálculo de esfuerzos por fatiga en los dientes, y los parámetros geométricos requeridos. Además, se revisan conceptos relacionados con bases de datos y programación necesarios para el desarrollo del sistema computacional.

A continuación, se desarrolla una investigación descriptiva, en la que se establece de manera ordenada y sistemática el procedimiento completo de diseño, permitiendo traducir el método manual en un algoritmo estructurado. Esta descripción sirve como base para la construcción del módulo de cálculo del software.

En la investigación tecnológica se desarrolla una aplicación computacional en el lenguaje de programación C#, utilizando el entorno de desarrollo Visual Studio con WPF. Asimismo, se

integra una base de datos relacional con SQLite gestionada por DB Browser, con el fin de almacenar, organizar y consultar los parámetros necesarios para el diseño.

Finalmente, se realiza una investigación experimental de tipo comparativo, en la que se contrastan los resultados obtenidos por el programa computacional con aquellos que han sido calculados manualmente con los mismos datos y parámetros de entrada. Esta comparación permite evaluar la confiabilidad del software.

3.2 Diseño de la Investigación

Para el desarrollo del trabajo, se propone su abordaje mediante la división en distintas actividades y fases específicas que en conjunto asegura el cumplimiento de cada objetivo específico hasta la culminación del proyecto.

3.2.1 Fase 1: Identificación de los parámetros y los métodos de cálculo considerados en el proceso de diseño de engranajes.

En esta fase se definen todos los parámetros que se requieren para los cálculos para el diseño de engranajes cilíndricos rectos basados en la norma AGMA adaptada al sistema internacional. Se toma como referencia principal el libro de Norton [11] para desarrollar la mayoría de los procedimientos, ya que proporciona métodos claros para el análisis y diseño de engranajes. Sin embargo, para un diseño de la geometría de engranaje con objetivo de evitar interferencia, se utiliza Shigley [12], ya que ofrece ecuaciones disponibles que permiten un tratamiento más eficiente en programación, en contraste al método gráfico existente. De esta manera, se garantiza que el diseño se fundamenta en procedimientos normativos académicos claros y defendibles, logrando un enfoque integral, eficiente, y coherente con los objetivos del trabajo.

El método de cálculo involucra dos condiciones de diseño fundamentales:

- Diseñar geoméricamente un acople evaluando la condición de no interferencia con el menor número de dientes posible dado los diámetros de paso de piñón, de corona y el ángulo de presión, cuya condición es necesaria debido a que constituye un requisito indispensable para la validez del diseño ante falla por fatiga de flexión de dientes.
- Diseñar los engranajes ante fallas por fatiga de flexión de dientes, es decir, calcular el factor de seguridad.

Actividad 1.1: Búsqueda de información sobre teoría de engranajes cilíndricos rectos.

Se realiza la búsqueda de información acerca de la teoría de los engranajes cilíndricos rectos, de los métodos de cálculo, y de la norma AGMA que se emplea para el diseño a fallas por fatiga de flexión de dientes. El método de diseño de la norma AGMA se realiza indirectamente utilizando los métodos que se describen en los libros de mecánica de Shigley y de Norton.

Actividad 1.2: Identificación de parámetros técnicos clave para diseño cinemático y estático en engranajes cilíndricos rectos.

Posterior a la búsqueda de la información respecto a la AGMA, se identifican los parámetros y variables que se utiliza en el proceso de cálculo estático y cinemático del sistema de transmisión de potencia. Intervienen las variables más genéricas como la potencia de transmisión, la relación de transmisión, velocidad, torque, la fuerza aplicada sobre cada engranaje, y la nomenclatura que describe a un engranaje cilíndrico recto en el aspecto de movimiento y carga sometida del acople [12].

Actividad 1.3: Revisión de la norma AGMA y documentación técnica sobre el diseño de engranajes.

En esta actividad, se revisa la normativa técnica para el diseño resistivo a fatiga por flexión de dientes de engranajes cilíndricos rectos basados en la AGMA limitando solo a uso de recursos de texto que mencionan la norma, particularmente mencionando a Shigley [12] y Norton [11], en los que se expone y se fundamenta el proceso de cálculo, se describe las normas que se utilizan.

Actividad 1.4: Análisis de métodos de cálculo y procedimiento para el diseño de engranajes.

Se consideran los posibles métodos propuestos para el diseño de engranajes cilíndricos rectos, y se divide el desarrollo en cuatro etapas secuenciales principales: el diseño geométrico, que abarca el análisis de interferencia y se fundamenta en los procedimientos descritos por Shigley [12]; el cálculo cinemático y estático que analizan el modo y la condición de carga a la que el sistema acoplado funciona; y en cuanto al diseño resistivo se adopta el método de Norton [11] relacionado con los esfuerzos producidos por la fatiga de flexión de dientes que se producen en el engranaje, es decir la etapa de cálculo de los factores de la AGMA, y finalmente el cálculo y diseño resistivo de los elementos acoplados y el factor de seguridad .

El método y secuencia de diseño por etapas, debe representar a un proceso lógico que permite calcular todas las variables paso a paso sin tener incógnitas en algún punto, por lo que se sigue una secuencia en donde se requiere comenzar por el diseño geométrico, continuar hacia el cálculo cinemático y estático que requiere de los datos geométricos, para posteriormente calcular los factores de la AGMA de esfuerzo y estos requieren a su vez de algunos valores tanto geométricos como de cinemática, y finalmente concluir con el diseño a fallas por fatiga de flexión de dientes, es decir valores que involucran al esfuerzo, resistencia del material conjunto a los

factores que modifican el valor de su resistencia, y utilizando todos los datos requeridos disponibles calculados en las etapas anteriores (ver Fig. 3.1).

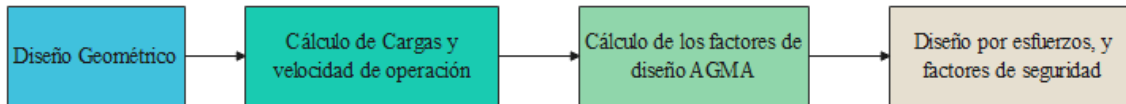


Fig. 3.1. Proceso de diseño de Engranajes Cilíndricos Rectos

Actividad 1.5 Desarrollo del algoritmo y procedimiento para el diseño de engranajes.

En esta actividad se realiza la formulación y estructuración de los procedimientos necesarios para llevar a cabo el diseño de los engranajes cilíndricos rectos, estableciendo una secuencia lógica y coherente de cálculo que será implementado en el programa computacional.

De acuerdo con el proceso de cálculo secuencial, con los parámetros de entrada requeridos, se comienza con un procedimiento de cálculo geométrico que específicamente requiere de los diámetros de paso de piñón y corona y el ángulo de presión, cuyo resultado permite avanzar al cálculo cinemático y estático, para posteriormente obtener los valores de los factores de esfuerzo de la AGMA. Finalmente obtener el resultado de diseño de los elementos, y factor de seguridad conjunto a la selección del material e cálculo de los factores que modifican su resistencia.

El procedimiento consiste en organizar las operaciones en una secuencia lógica, de manera que cada etapa proporciona las variables necesarias para la siguiente, cada etapa inicia con parámetros de entrada que poco a poco determinan la forma del engranaje, condiciones de operación, y entornos en la que opera el sistema.

3.2.2 Diseño de la arquitectura lógica y funcional del programa computacional para el diseño de engranajes cilíndricos rectos.

En esta fase se define el proceso en que se realiza el programa computacional, comenzando desde la selección de las herramientas computacionales y entornos de programación (Software) adecuados para la realización del trabajo. A partir de esta base se abordan tres componentes fundamentales: la construcción de la base de datos, el desarrollo de la interfaz gráfica que permite la interacción con el usuario y la implementación del algoritmo elaborado dentro de la programación. Estas actividades se integran de manera progresiva hasta completar la funcionalidad del sistema (Ver Fig. 3.2).

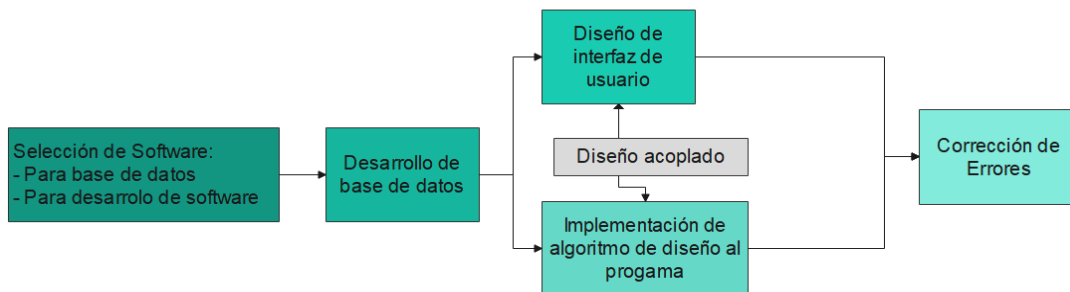


Fig. 3.2. Proceso de diseño del programa computacional.

Actividad 2.1: Definición de los requerimientos funcionales y técnicos de los programas requeridos.

Se establecen los requerimientos funcionales y técnicos aplicados al entorno de programación y desarrollo de sistema, priorizando criterios como la facilidad de uso, accesibilidad, compatibilidad y capacidad de integración. En esta actividad se definen los criterios de selección para entorno de desarrollo, de base de datos y de lenguaje de programación estrechamente vinculados a un entorno de desarrollo.

Actividad 2.2: Selección de Software a utilizar.

Se selecciona SQLite como sistema de gestión de bases de datos, utilizando *DB Browser for SQLite* como entorno de administración, ya que cuenta con una versión gratuita y permite trabajar con bases de datos relacionales mediante el lenguaje SQL, lo cual es adecuado debido a la necesidad de manejar datos interconectados.

En cuanto al lenguaje de programación y su entorno de desarrollo, se opta por C# en combinación con Windows Presentation Foundation (WPF) dentro de Visual Studio, el cual también dispone de una versión gratuita (Visual Studio Community), lo que facilita el diseño de interfaces gráficas modernas y el desarrollo estructurado de aplicaciones de escritorio.

Actividad 2.3: Desarrollo de base de datos.

Una vez seleccionado el software adecuado, se procede al diseño y estructuración de la base de datos que permita almacenar y organizar la información técnica para el funcionamiento del programa. Se define las tablas, campos y relaciones que contienen los parámetros como las propiedades de los materiales, normas estandarizadas de la AGMA y los valores predeterminados que se utilizan en los cálculos de engranajes.

Para concluir con la base de datos, se llena las tablas creadas con los valores ya establecidos, es decir, una base de datos con campos almacenados con valores desde el mismo gestor con la finalidad de que su uso sea de repositorio estructurado de información para la ejecución de sentencias de lectura desde el programa.

Actividad 2.4: Diseño de la interfaz de la aplicación.

En esta actividad se procede a realizar el diseño de la interfaz gráfica de usuario del programa mediante la organización intuitiva y considerando el proceso lógico que se requiere para el cálculo en engranajes cilíndricos rectos. La interfaz se basa en distintos paneles que se configura su visualización para obtener una pantalla que interactúe con el usuario de forma intuitiva, y que siga la secuencia ya establecida en el desarrollo del algoritmo. Además, se garantiza la visibilidad del estado del sistema, consistencia en disposición de elementos y correspondencia con la lógica de cálculo, lo que asegura una interacción eficiente y clara siguiendo los criterios de usabilidad de Nielsen.

Actividad 2.5: Implementación del algoritmo de resolución del problema de engranajes y métodos de cálculo dentro del algoritmo.

Posterior a la estructuración de la base de datos y el desarrollo de la interfaz, se implementa el algoritmo desarrollado, en la programación, definiendo clases y métodos que se utilizan en la resolución del diseño cinemático y estático de engranajes, aplicando fórmulas establecidas por la teoría y las normas técnicas, incluyendo la verificación de esfuerzos y criterios de resistencia por fatiga de flexión de dientes.

Actividad 2.6 Conexión de interfaz a base de datos local, y extracción de información para proceso de cálculo dentro del algoritmo.

Conforme al desarrollo del programa, se implementa la vinculación entre los datos de entrada a obtenerse desde la interfaz gráfica y los datos requeridos de la base de datos, permitiendo la consulta de datos para su procesamiento dentro del algoritmo desarrollado como método de

cálculo. Esta etapa se desarrolla en conjunto con la realización de la interfaz gráfica, debido a que son componentes estrechamente relacionados y deben integrarse de forma coherente.

3.2.3 Validación del programa computacional mediante la resolución de problemas típicos que involucren el diseño de engranajes.

En esta fase se lleva a cabo la validación del programa computacional desarrollado, mediante la resolución de problemas que involucran a los engranajes cilíndricos rectos, estableciendo los parámetros y especificaciones del sistema. Este proceso permite verificar la precisión del algoritmo, la funcionalidad de la interfaz, y la correcta integración de la base de datos, asegurando que el programa opere de forma coherente y conforme a los principios teóricos y normativos del diseño de engranajes.

Actividad 3.1: Selección de casos de diseño de engranajes establecidos por el algoritmo.

En esta actividad se seleccionan casos representativos de diseño de engranajes que permiten evaluar el correcto funcionamiento del algoritmo desarrollado. Estos casos cubren diferentes combinaciones de parámetros y buscan verificar que el programa responda adecuadamente ante distintas condiciones de diseño que evalúa el comportamiento ante diseños no posibles en cuanto a la geometría.

Actividad 3.2: Realización del diseño de engranajes por el método manual con datos conocidos.

En esta etapa se lleva a cabo exclusivamente el desarrollo del diseño de engranajes mediante procedimientos manuales, utilizando datos previamente definidos y aplicando las fórmulas clásicas del diseño cinemático y de resistencia. El objetivo es generar resultados técnicos confiables que representen una solución independiente, basada en criterios teóricos y normativos, sin intervención del programa computacional.

Actividad 3.3: Ejecución del programa autónomo de diseño de engranajes por el método manual con datos conocidos.

Esta actividad consiste en la utilización del programa computacional para procesar los mismos casos de diseño previamente resueltos manualmente. El sistema opera de forma autónoma, aplicando los algoritmos implementados y generando los resultados correspondientes a partir de los datos ingresados. De este modo, se obtiene una salida computacional que será empleada posteriormente en el proceso de validación del software.

Actividad 3.3: Análisis de resultados mediante la comparación con el diseño manual y del programa computacional.

En esta etapa final se realiza un análisis comparativo entre los resultados obtenidos por el método manual y los generados por el programa computacional. Se evalúa la concordancia entre ambos cálculos, identificando posibles discrepancias, validando la precisión del algoritmo implementado y verificando la consistencia del sistema desarrollado. Este análisis permite concluir sobre la efectividad y confiabilidad del programa como herramienta de apoyo en el diseño de engranajes cilíndricos rectos.

CAPÍTULO 4: RESULTADOS

4.1 Identificación de parámetros y los métodos de cálculo considerados en el proceso de diseño de engranajes.

Se determinan los parámetros de entrada y de salida en el proceso de diseño, se elabora un método efectivo y desarrolla un algoritmo capaz de procesar y realizar una ejecución y obtener los resultados de diseño de engranajes según las especificaciones definidas.

4.1.1 Identificación de los parámetros de entrada.

Para el proceso de diseño de engranajes cilíndricos rectos, se requiere partir de un punto en común o requerimientos específicos que determinen el modo de funcionamiento y de operación del sistema. Como análisis de los requerimientos al proceso de diseño pueden estar los parámetros necesarios para el diseño geométrico, para el cálculo de las cargas aplicadas, de la cinemática, de diseño que implican a los factores de la AGMA y las propiedades de resistencia del material.

Parámetros Geométricos

Se consideran principalmente al ángulo de presión y los diámetros de paso del piñón y de la corona, ya que estos parámetros establecen los requisitos fundamentales para un sistema de transmisión de potencia con dimensiones calculadas o estimadas aplicables a una máquina y relación de transmisión requerida.

Por lo tanto, los parámetros de entrada establecidos para el diseño geométrico para el sistema son:

- Ángulo de presión [$^{\circ}$].
- Diámetro de paso del piñón [mm].
- Diámetro de paso de corona [mm].

Parámetros para el cálculo de cargas

En el proceso, es indispensable determinar las cargas aplicadas al conjunto. Los parámetros de entrada son:

- La potencia aplicada [hp] (unidades típicas en motores, se convierte a SI [W] para cálculos).
- Velocidad angular de operación [rpm] (unidad práctica en motores, conversión a SI [rad/s] para cálculos)

Si ya se conoce la geometría del engranaje, se necesita solo a la potencia como parámetro de entrada para calcular las cargas a las que se someten los engranajes.

Parámetros para el cálculo cinemático

Para la cinemática del acople, solo se necesita la velocidad angular también necesario en el cálculo de las cargas, el análisis se realiza cuando el sistema de transmisión de potencia está funcionando en régimen estacionario.

Parámetros para el diseño de resistencia

Considerando a los factores k de esfuerzos a flexión de dientes y de resistencia del material, los parámetros de entrada son para la determinación del valor que tiene cada factor.

Cada factor puede tener uno o varios parámetros que defina su valor:

- Factor de carga K_a : Su valor depende del grado de choque que tiene la máquina impulsora y la máquina impulsada mostrada en la (Tabla 2.7).
- Factor de distribución de carga K_m : Su valor depende del ancho de cara y ese es su único parámetro de entrada.
- Factor de tamaño K_s : Su valor se recomienda que sea 1, no requiere otro dato.
- Factor de espesor de aro K_B : Su valor depende del espesor del aro y de la profundidad total del diente, deben obtenerse dos valores, uno para la corona y otro para piñón, entonces solo se requiere los diámetros de eje que se acoplará en cada engranaje, y obtener los respectivos valores.
- Factor para engranaje loco K_i : No lo necesita, es 1 debido a su ausencia en el sistema.
- Factor dinámico K_v : Se calcula a partir del índice de calidad Q_V requerido y la velocidad en la línea de paso, así que el único dato de entrada es el valor del índice de calidad, el dato de la velocidad solo se requiere calcularlo con la velocidad angular.
- Factor Geométrico J : No depende de ningún dato adicional de entrada ya que el valor necesita de los cálculos previamente realizados para el diseño geométrico, el valor está relacionado con el número de dientes del conjunto, su valor se observa en la (Tabla 2.2) y (Tabla 2.3).
- Resistencia del material de la AGMA $S_{fb'}$: Requiere el valor de la resistencia del material.
- Factor de Vida K_L : Su valor es 1 para E7 ciclos.

- KT: Se necesita la temperatura de operación estimada.
- Factor de confiabilidad KR: Necesita del porcentaje de confiabilidad que se desea en el diseño.

4.1.1 Identificación de datos de salida y muestra de resultados.

Son datos y valores que deben calcularse y mostrarse al momento de realizar cada proceso de diseño.

Los valores necesarios son, el módulo métrico seleccionado por el algoritmo de cálculo, para el piñón y la corona deben mostrarse el número de dientes y el diámetro de paso, y la relación de contacto para analizar si existe interferencia.

En cuanto al cálculo de cargas es necesario la carga axial y radial calculadas, el torque de cada engranaje.

En la cinemática, la velocidad en línea de paso y las velocidades angulares de cada elemento.

Para el cálculo de los factores de la AGMA, se requieren dichos valores.

Finalmente están los factores de seguridad del piñón y la corona, la resistencia real del material, los esfuerzos calculados en cada elemento.

4.1.2 Método de diseño de algoritmo y especificaciones del algoritmo

El sistema desarrollado se sustenta en un algoritmo cuya estructura responde al diseño de engranajes cilíndricos rectos ante fallas por fatiga de flexión de dientes. El algoritmo se centra al

diseño de engranajes estándar con dientes de profundidad completa y un análisis resistivo fundamentada en la norma AGMA para el Sistema Internacional.

Se organiza en cuatro etapas secuenciales de diseño:

- Diseño geométrico
- Cálculo cinemático y estático, que define las fuerzas y velocidad de operación.
- Cálculo de factores de esfuerzo
- Diseño con el factor de seguridad, incluido a selección de material y factores de resistencia.

4.1.3 Algoritmo de diseño

Se expone el algoritmo de cálculo elaborado, el cual organiza cada una de las etapas para el diseño de engranajes cilíndricos rectos. El procedimiento se estructura con parámetros requeridos para el cálculo y cuyo desarrollo conduce a la obtención de resultados que conlleva al diseño de engranajes cilíndricos rectos. Se realiza un diagrama de flujo (ver Fig. 4.1).

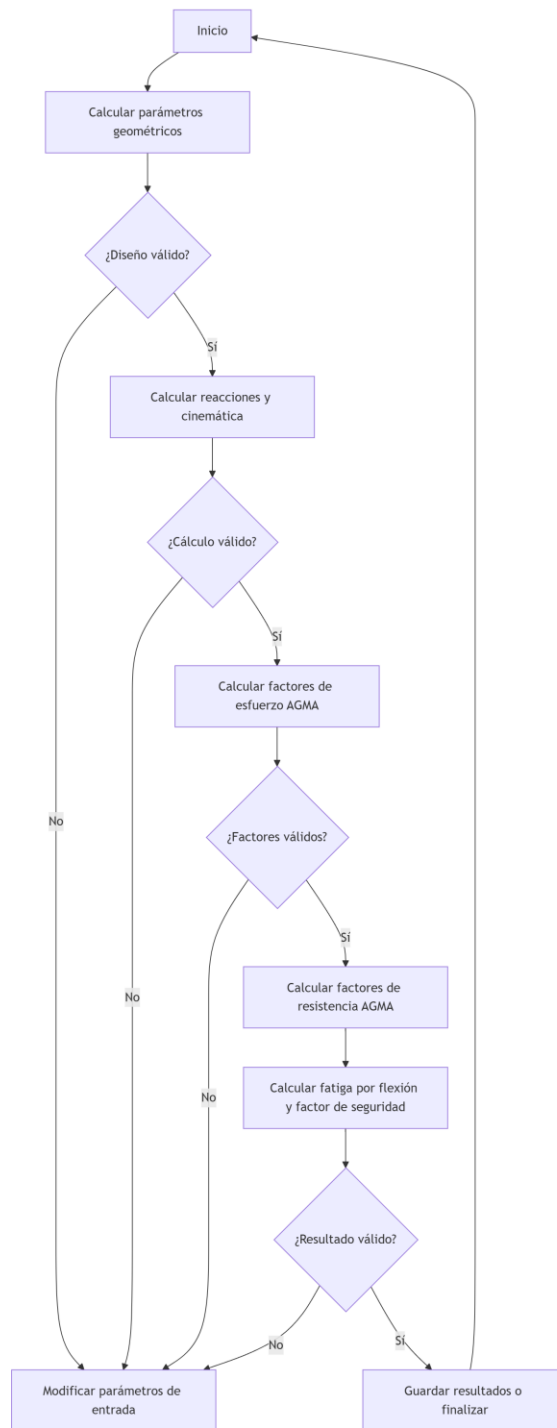


Fig. 4.1. Diagrama de flujo General y simplificado del algoritmo.

“Diagrama de flujo detallado en Anexo A”

Diseño Geométrico

Para comenzar con el diseño geométrico, a partir de los parámetros de entrada de diámetro de paso de piñón [mm] y de corona [mm] más el ángulo de presión [$^{\circ}$], lo que se hace es buscar el número mínimo de dientes en piñón con las ecuaciones (Ec. 2.9) y (Ec. 2.10). Con este valor se calcula el mínimo número de dientes en la corona con la (Ec. 2.11), para posteriormente verificar si están dentro del rango que establece la tabla de valores de Factores J (Tabla 2.2 y Tabla 2.3) y es válido sólo si lo está.

A continuación, con la ecuación (2.2) seleccionar un módulo métrico que cumpla con las condiciones de entrada dadas, es decir, con el diámetro de paso especificado y con los módulos estándar existentes establecidas en la Tabla 2.1 debe calcularse el número de dientes cuyo valor debe ser mayor o igual que el mínimo número de dientes especificado. Luego con la ecuación (2.8) determinar el valor de la longitud de acción cuyo valor se utiliza para calcular la relación de contacto con (Ec. 2.7) y (Ec. 2.1) que sustituye al paso diametral por su equivalente de módulo métrico. El valor de la relación de contacto debe cumplir con la condición de ser mayor o igual que 1.4.

Si se cumplen todas las condiciones mencionadas, y si el número de dientes en la corona como en el piñón son enteros, entonces existen varias soluciones con los distintos módulos existentes, entonces se selecciona el módulo métrico con el valor más alto para que los engranajes tengan un número de dientes más bajo posible. Si no cumplen con esas condiciones, significa que no es posible realizar ese tipo de acople.

Una vez se ha seleccionado el módulo métrico, se pueden calcular todas las variables que definen la geometría del engranaje respecto al diente, el addendum (Ec. 2.5), dedendum (Ec. 2.6), paso circular (Ec. 2.3). Ver (Fig. 4.2). Llegados a este paso, y que el diseño sea posible, se redirige a la etapa siguiente de cálculo cinemático y de cargas.

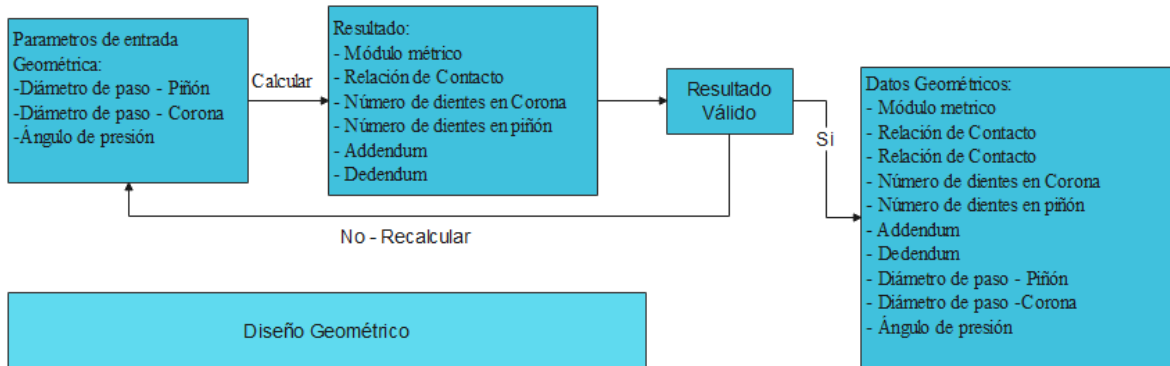


Fig. 4.2. Esquema funcional del módulo de diseño geométrico

Cálculo de Cargas y velocidad de operación

Una vez realizado el diseño geométrico, es posible calcular las cargas a la que se somete teóricamente el engranaje con los parámetros de entrada que son la potencia y la velocidad de operación del sistema junto a los datos ya disponibles de la geometría del engranaje.

Dada la potencia [hp], y la velocidad angular [rpm] en uno de los elementos, primero se calcula la velocidad angular del elemento faltante utilizando la relación geométrica de la ecuación (Ec. 2.12), en este caso la relación será que la razón entre la velocidad angular del piñón y la de la corona es igual a la razón entre el número de dientes de la corona y del piñón, posteriormente se calcula la velocidad en la línea de paso haciendo la respectiva transformación de unidades a vatios para potencia y rad/s para la velocidad angular con la finalidad que el resultado sea en SI [m/s], y dado que es la misma para ambos elementos, se obtiene a partir de (Ec. 2.13).

Se calcula el torque en la corona y piñón con (Ec 2.14), y en cuanto a las reacciones, se dispone de la ecuación (Ec. 2.15) para el cálculo de la carga tangencial, y la ecuación (Ec. 2.16) para la carga radial.

Si la velocidad en la línea de paso excede el establecido por la norma AGMA, no cumple las condiciones y por tanto no podrá avanzar, dado que para el factor dinámico establece un límite de velocidad de operación, por lo que deberá restringir las condiciones de operación. De la misma manera, si cumple las condiciones establecidas, se procede a ir a la etapa de cálculo de los factores de la AGMA, de lo contrario es necesario establecer otros límites de operación.

Se puede observar los parámetros y variables principales para la operación de cálculo de esta sección (ver Fig. 4.3).

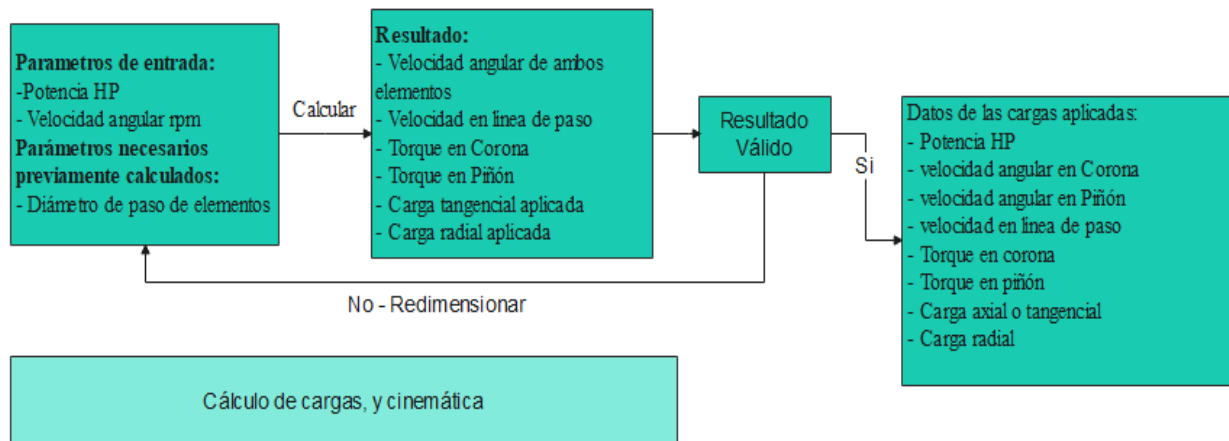


Fig. 4.3. Esquema funcional del módulo de cálculo de cargas y cálculo cinemático.

Cálculo de los factores de esfuerzo de la AGMA

Para calcular los factores de la AGMA, se establecen condiciones de operación los cuales afectan al esfuerzo al que se somete el material. El esfuerzo al que está sometido un elemento como lo es el piñón, no es el mismo para la corona, ya que existen valores de factores de esfuerzo que son distintos para cada elemento.

Para comenzar, está el factor geométrico J que depende del número de dientes de ambos elementos, se puede obtener el factor geométrico tanto para el piñón como la corona con el uso de las Tablas 2.2 y 2.3 dependiendo de las condiciones establecidas en la geometría del engranaje, si el número de dientes del piñón y de la corona no están visibles en la tabla, significa que está ubicado entre los valores predispuestos en la tabla y se puede hacer una interpolación lineal para obtener los factores J del conjunto acoplado con la disposición de (Ec. 2.28).

Para el factor dinámico K_V , se tiene a disposición de la velocidad en línea de paso (ver. Fig. 14), y, por tanto, es posible obtener su valor a partir de las ecuaciones (Ec. 2.28) y (Ec. 2.21), y el índice de calidad que se puede visualizar en las Tablas 2.4 y 2.5 para la selección.

El factor de aplicación K_a , dispone de los valores establecidos en la Tabla 2.7 para su selección.

La AGMA recomienda que el valor debe ser 1 para el factor de tamaño K_s , y para ser mas conservador un valor de 1,25.

Para calcular el factor de espesor de aro se debe tener en consideración que, en este caso, se dividen en dos valores, uno para la corona y la otra para el piñón, su cálculo depende del parámetro de entrada que define al espesor de aro, y es posible calcularlo con los diámetros de eje para cada engranaje y haciendo disposición de las ecuaciones (Ecs. 2.22 - 2.24) (ver Fig. 4.4).

Esta sección corresponde a una parte parcial del cálculo de los factores de la AGMA, siendo estos principalmente los factores que afectan al valor del esfuerzo por fatiga de flexión de dientes, con excepción del factor de distribución de carga K_m , si se tienen los valores cumplen con esta etapa y se puede avanzar a la sección final.

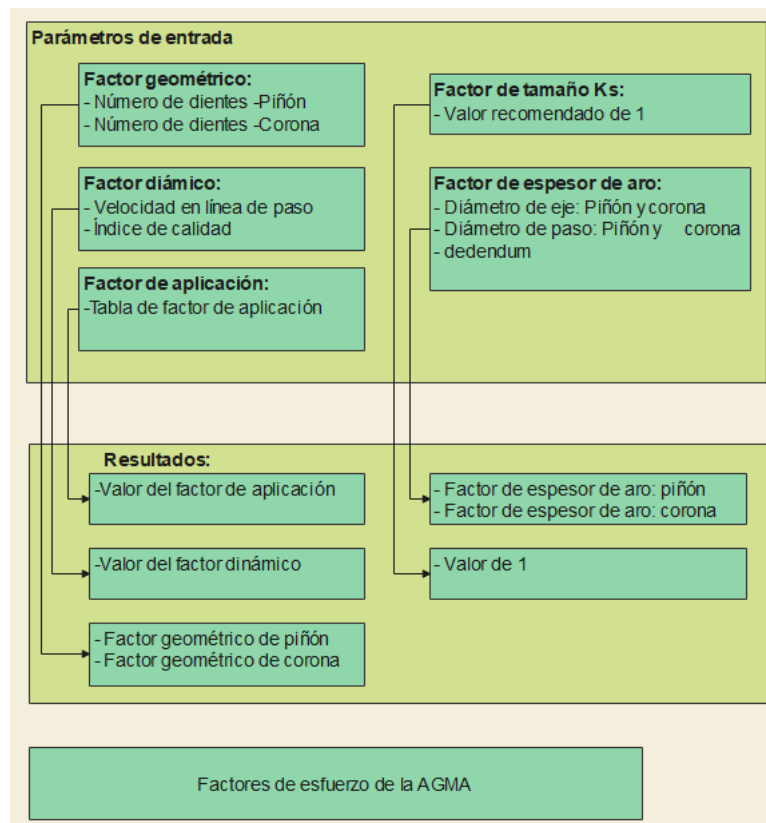


Fig. 4.4. Parámetros necesarios para el cálculo de los factores de la AGMA de esfuerzos.

Con excepción del cálculo del factor de distribución de carga K_m , y de los factores que modifican al valor de la resistencia del material, es decir, el factor de vida K_L , factor de confiabilidad K_R y factor de temperatura K_T , se tiene todos los valores necesarios para elaborar el diseño de engranajes y cálculo de factor de seguridad seleccionando el material y el ancho de cara. En esta etapa se justifica no realizar la determinación de estos parámetros, ya que resulta más viable mantener la flexibilidad de modificar el material en la etapa final del diseño, así como ajustar en

ancho de cara con el fin de evaluar el cumplimiento de funcionalidad en base al valor del factor de seguridad.

Dado que el factor K_m depende directamente del ancho de cara, y en cuanto a los factores que modifican el valor de la resistencia del material, dependen del material seleccionado, se justifica postergar su cálculo hasta la etapa final.

Diseño por esfuerzo, y factores de seguridad

Para el diseño a fallas por fatiga por flexión de dientes, se requieren los valores de los parámetros en la ecuación (Ec. 2.17), para calcular el esfuerzo al que se somete tanto la corona como piñón, y también la resistencia corregida del material que se obtiene a partir de la ecuación (Ec. 2.25), la obtención de los valores de ambas variables concluye en el cálculo del factor de seguridad (Ec. 2.27).

Por tanto, se requiere como dato de entrada, el ancho de cara F cuyo valor será el mismo tanto para piñón como para corona. El ancho de cara determina el valor del factor de distribución de carga K_m definida en la Tabla 2.6. Conjunto a los datos disponibles de los datos geométricos (ver. Fig. 4.2), los datos de cargas (ver Fig. 4.3), y los valores de los factores de la AGMA (ver. Fig. 4.4) es posible calcular los esfuerzos en piñón y corona con la ecuación (Ec. 2.17).

Para calcular la resistencia corregida del material, se selecciona un material, obtener el factor de vida K_L que solo se define para E7 ciclos y por tanto es 1, el factor de temperatura es posible calcularlo con la ecuación (Ec. 2.26), y el factor de confiabilidad de la AGMA, tiene cada valor establecido en la Tabla 2.9. Con todos los y haciendo uso de la ecuación (Ec. 25), se tiene el valor de la resistencia corregida del material.

Finalmente se calcula el factor de seguridad, con los valores ya obtenidos de la resistencia corregida del material, y el valor de los esfuerzos en piñón y corona con la ecuación (Ec. 27). Se tiene como resultado dos factores de seguridad, de piñón y de corona, para un resultado válido, ambos deben ser mayores o iguales que 1.

4.2 Diseño de la arquitectura lógica y funcional del programa computacional.

4.2.1 Selección de herramientas tecnológicas

Para el desarrollo del programa computacional se evalúa los aspectos más relevantes para la ejecución, considerando principalmente la viabilidad de trabajo con interfaz de usuario y entornos que faciliten la creación de aplicaciones gráficas. Concorde a esta forma de selección se tienen las siguientes herramientas.

- Un entorno de desarrollo y framework como Visual Studio con Windows Presentation Foundation (WPF), lo hace ideal debido a que permite trabajar con versiones gratuitas, ofrece un entorno robusto para el desarrollo de aplicaciones visuales. Además, WPF utiliza XAML como lenguaje declarativo que facilita la construcción de interfaces gráficas y es una tecnología más moderna con mucha flexibilidad que contiene documentación ordenada de todos los aspectos referentes a la programación.
- En la base de datos, se selecciona SQLite ya que permite almacenar información en un único archivo .db que lo hace más manejable y portable, es simple y tiene suficiente funcionalidad para gestionar datos, es una herramienta ideal para aplicaciones pequeñas y medianas. Además, existen aplicaciones gratuitas que permite administrar y visualizar las

bases de datos siendo una de ellas “DB Browser for SQLite”, que permite ejecutar consultas SQL, modificar bases de datos, facilitando el trabajo con esta herramienta.

4.2.2 Desarrollo de base de datos

Se desarrolla una base de datos en SQLite con DB Browser, destinada a organizar y almacenar la información requerida para el proceso de diseño de engranajes cilíndricos rectos. Los datos se incorporan en el momento de la creación de la base de datos y mediante el mismo gestor, dado que su propósito es servir como repositorio fijo de información. El programa solo tiene acceso de lectura y extracción de datos para el proceso de cálculo. Esto se realiza tomando en cuenta que los datos a almacenar son valores estandarizados o establecidos por la AGMA, y que los cambios en el tiempo son mínimos, además, resulta en una forma más eficiente para la gestión y manejo de los datos con sentencias SQL que sustituye a las matrices y vectores más complejos dentro del programa.

La estructura de la base de datos denominada “DATABASE_GEAR_VALUE.db” se compone de 11 tablas en total. De ellas, 10 corresponden al diseño implementado, y una de ellas adicional con nombre “sqlite_sequence”, representa la estructura interna propia del motor SQLite y cuya función es la de gestionar los valores de campos con la propiedad AUTOINCREMENT (ver Fig. 4.5).



Fig. 4.5. Tablas de base de datos.

Cada una de las tablas está normalizada, y, por tanto, están internamente relacionadas por llaves primarias y llaves foráneas. Además, los datos son

- **Tabla “ModulosMetricos”.** Contiene todos los valores de los módulos métricos estandarizados y admitidos por la AGMA correspondientes a la Tabla 2.1. Está compuesto por una columna denominada “id” que es la llave primaria y una columna “modulo_mm”, que almacena los valores estandarizados del módulo métrico (ver Fig. 4.6).

ModulosMetricos	
id	INTEGER
modulo_mm	REAL

Fig. 4.6. Tabla de módulos métricos

- **Tabla “FactorJ”.** Contiene los valores de los factores geométricos correspondientes a la Tabla 2.2 y Tabla 2.3. Utiliza tres llaves foráneas: dos de ellas referencian a la misma tabla “Dientes”, diferenciando en el rol que cumple cada una, donde “IdPinon” representa al número de dientes del piñón, y “IdCorona” representa al número de dientes de la corona. La tercera llave foránea referencia a la tabla “AnguloPresion” por medio de “IdAngulo”.

Las tres llaves representan a una llave primaria compuesta y la combinación de cada valor de cada columna permite el acceso a los valores de los factores J del piñón y de la corona cuyos datos de encuentran contenidos en las columnas “J_Pinion” y “J_Corona” respectivamente (ver Fig. 4.7).

FactorJ	
IdPinon	INTEGER
IdCorona	INTEGER
IdAngulo	INTEGER
J_Pinion	REAL
J_Corona	REAL

Fig. 4.7. Tabla de los valores de los factores geométricos.

- **Tabla “Dientes”**. Contiene los datos de las filas y las columnas de las Tablas (2.1 y 2.2), es decir, representa los datos de los valores que posicionan e identifica a los valores del Factor J. Está compuesta por una columna denominada “IdDiente” que es la llave primaria e identificador de la tabla, y la columna “Cantidad”, que almacena el valor, numéricamente contiene valor de número de dientes en un engranaje y dichos números específicos están asociados a los valores del factor geométrico (ver Fig. 4.8).

Dientes	
IdDiente	INTEGER
Cantidad	INTEGER

Fig. 4.8. Tabla de posiciones de valores de factor geométrico

- **Tabla “AnguloPresion”**. Contiene los datos de los ángulos de presión posibles, se accede a sus datos mediante la llave primaria “IdAngulo”, y los datos están contenidos en la columna “Grados” (ver Fig. 4.9).

AnguloPresion	
IdAngulo	INTEGER
Grados	REAL

Fig. 4.9. Tabla que almacena el valor de los posibles ángulos de presión.

- **Tabla “PropiedadesMateriales”**. Almacena los valores de la Tabla 2.8 excluyendo a los datos de la columna “Dureza superficial mínima”. En la estructura, está compuesta por la columna “id_propiedad”, que actúa como la llave primaria y es el identificador de cada material con sus respectivas propiedades. Esta tabla es dependiente de las tablas de base de datos “Materiales” y “Tratamientos”, cuya vinculación está dada en las columnas “id_material” e “id_tratamiento” respectivamente. Además, incluye a las columnas “clase_agma” y “designacion”, que en conjunto describe a la tabla de materiales según la norma AGMA junto a los valores de resistencia admisible en MPa que está en las columnas “resistencia_min” y “resistencia_max” (ver Fig. 4.10).

PropiedadesMateriales	
id_propiedad	INTEGER
id_material	INTEGER
clase_agma	TEXT
designacion	TEXT
id_tratamiento	INTEGER
resistencia_min	REAL
resistencia_max	REAL

Fig. 4.10. Tabla de propiedades de materiales.

- **Tabla “Materiales”**. Contiene el listado de materiales utilizados en engranajes. Está compuesta por la columna “id_material”, que actúa como la llave primaria y de acceso a los datos de la tabla, y la columna “nombre”, donde se registra la denominación del material

correspondiente (ver Fig. 4.11). Esta tabla funciona como repositorio base y es referenciada por la tabla “PropiedadesMateriales” para asociar cada propiedad con su respectivo material.

Materiales	
id_material	INTEGER
nombre	TEXT

Fig. 4.11. Tabla que almacena dato de los materiales para engranajes.

- **Tabla “Tratamientos”**. Contiene el listado de los tipos de tratamiento térmico al cual se ha aplicado el material. Está compuesta por la columna “id_tratamiento”, que actúa como la llave primaria y id de acceso a los valores de la tabla, y la columna “descripcion”, donde se registra el nombre o tipo de tratamiento correspondiente (ver Fig. 4.12). Está referenciada por “PropiedadesMateriales” para asociar cada material con un tratamiento.

Tratamientos	
id_tratamiento	INTEGER
descripcion	TEXT

Fig. 4.12. Tabla del listado de tratamientos de la base de datos.

- **Tabla “KaValores”**. Contiene a los datos de la Tabla 2.7. Los valores se obtienen en función de la combinación entre el tipo de impacto de máquina impulsora e impulsada. Tiene una columna “id” que actúa como llave primaria auto incremental, y las columnas “impulsora_id” y “impulsada_id”, son llaves foráneas que vinculan a las tablas “TipoImpulsora” y “TipoImpulsada” respectivamente. El valor del factor se encuentra en la columna “ka_valor” (ver Fig. 4.13).

KaValores	
id	INTEGER
impulsora_id	INTEGER
impulsada_id	INTEGER
ka_valor	REAL

Fig. 4.13. Tabla de los valores del factor de aplicación de la base de datos.

- **Tabla “TipoImpulsada”**. Contiene el listado del tipo de impacto que tiene la máquina impulsada del factor de aplicación Ka. La columna “id” da acceso a los elementos ubicados en la columna “nombre”, en la que se registra la denominación del tipo de impacto (ver Fig. 4.14). Esta tabla es referenciada por “KaValores”.

TipoImpulsada	
id	INTEGER
nombre	TEXT

Fig. 4.14. Tabla de base de datos de tipo de impacto en la máquina impulsada.

- **Tabla “TipoImpulsora”**. Contiene el listado del tipo de máquina impulsora para el factor de aplicación Ka. La columna “id” da acceso a los elementos ubicados en la columna “nombre”, en la que se registra la denominación del tipo de máquina (ver Fig. 4.15). Esta tabla es referenciada por “KaValores”.

TipoImpulsora	
id	INTEGER
nombre	TEXT

Fig. 4.15. Tabla de base de datos de tipo de máquina impulsora.

Cada tabla cumple una función específica dentro la programación como una estructura de datos dependiente para cálculos técnicos. La información almacenada en la base de datos corresponde únicamente a tablas cuyo proceso de adquisición de datos resulta más eficiente con consultas SQL.

4.2.3 Desarrollo de la Interfaz de Usuario

Criterios de diseño de interfaz

De acorde a las especificaciones del algoritmo que se organiza en cuatro etapas secuenciales, se elabora interfaces de usuario que corresponde a cada sección o etapa de diseño, y contienen elementos que permiten el ingreso de datos y muestra de resultados según el algoritmo descrito.

Las especificaciones del sistema cumplen ciertas características del principio de usabilidad de Nielsen:

- Diseño estético que evita información irrelevante
- El usuario tiene controlabilidad sobre las acciones en el momento de diseño, añadir valores, ejecutar acciones, visualizar datos.
- El programa previene errores mediante mensajes informando de acciones invalidas por parte del usuario.
- El usuario puede ver los estados del sistema.
- La interfaz contiene información relevante, y conceptos asociados entendibles.

Interfaces de usuario

Se elabora la Interfaz de usuario del programa mediante dos ventanas, siendo una de ellas la ventana principal que centraliza todas las funciones de cálculo y otra que muestra la versión del programa. Dentro de la ventana principal y tomando en cuenta las etapas de diseño establecidas, se integran contenedores para cada sección. Esta organización permite mantener una estructura modular y cumplir con los principios de usabilidad de Nielsen, ya que presenta información relevante, el usuario tiene control sobre las acciones, permite prevenir errores con mensajes claros, y los conceptos visuales son comprensibles en cada sección.

La ventana principal se divide en tres secciones considerables, la sección superior, contiene opciones básicas, “ARCHIVO” que despliega acciones de “Nuevo” y “Guardar”. Y a la derecha “AYUDA” que despliega “Manual de usuario” y “Acerca De”. En el panel lateral izquierdo contiene los módulos de cálculo disponibles que en este caso es el de diseño de engranajes cilíndricos rectos. El área central es el contenedor en el cual se coloca los controles de usuario para el cálculo de cada etapa de diseño (ver Fig. 4.16).



Fig. 4.16. Ventana principal del programa.

El primer control de usuario corresponde a la acción de la selección del módulo de cálculo y contiene la información del módulo, en este caso el módulo de engranajes cilíndricos rectos (ver Fig. 4.17).

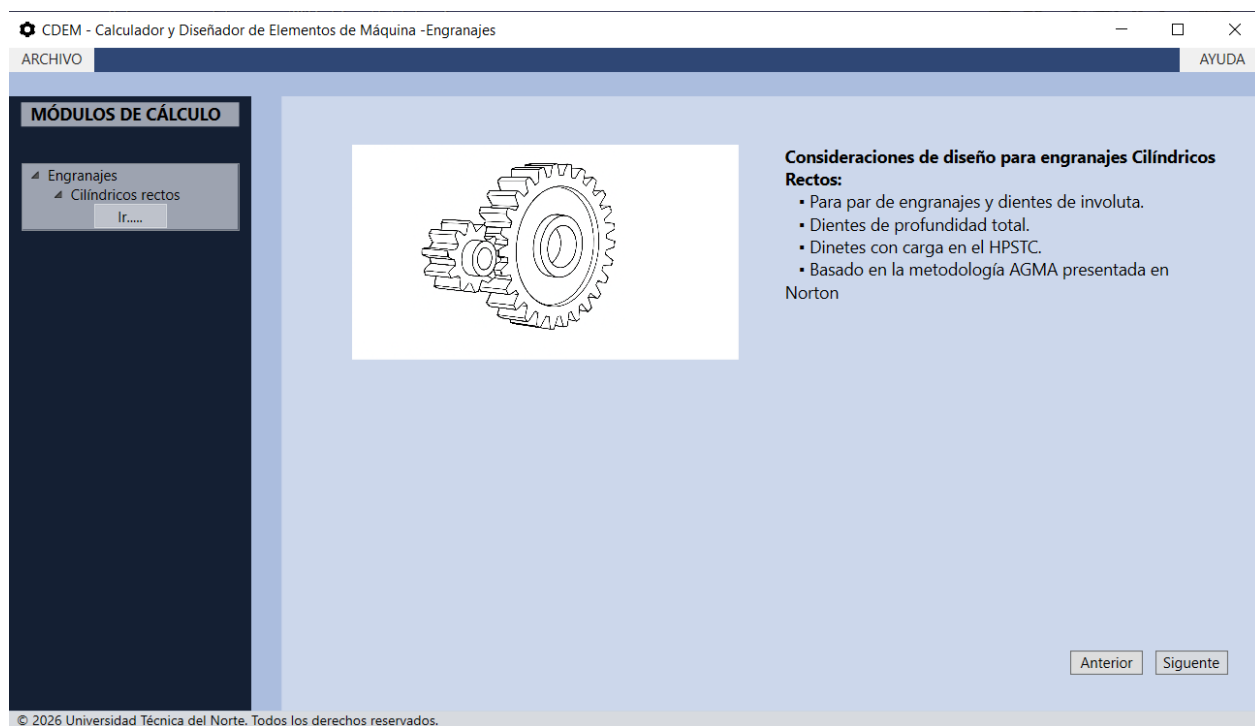


Fig. 4.17. Primer control de usuario, informativo del módulo de cálculo.

El segundo control de usuario corresponde a la primera etapa de diseño geométrico de engranaje. En esta sección se ingresan valores como los diámetros de paso del acople y el ángulo de presión cuyo cálculo permite visualizar los resultados geométricos en una cuadrícula (ver Fig. 4.18). La disposición de los elementos facilita la interacción al mostrar información relevante la visualización del estado.

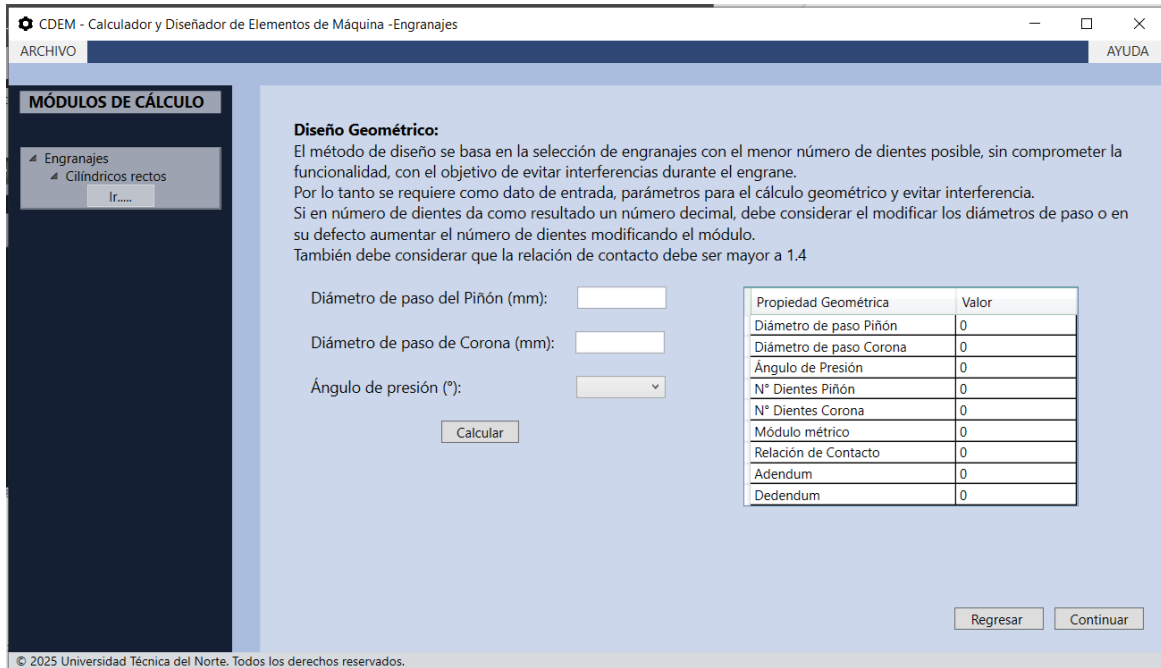


Fig. 4.18. Segundo control de usuario, interfaz de etapa de diseño geométrico.

Para el apartado del cálculo cinemático y estático, se implementa un tercer control de usuario. En esta sección se integra los parámetros necesarios para evaluar las fuerzas presentes sobre el sistema y la transmisión de movimiento con los datos que previamente se calcula acerca de la geometría del acople. Los resultados que se procesan en esta vista se observan en tablas que muestran las magnitudes obtenidas (ver Fig. 4.19).

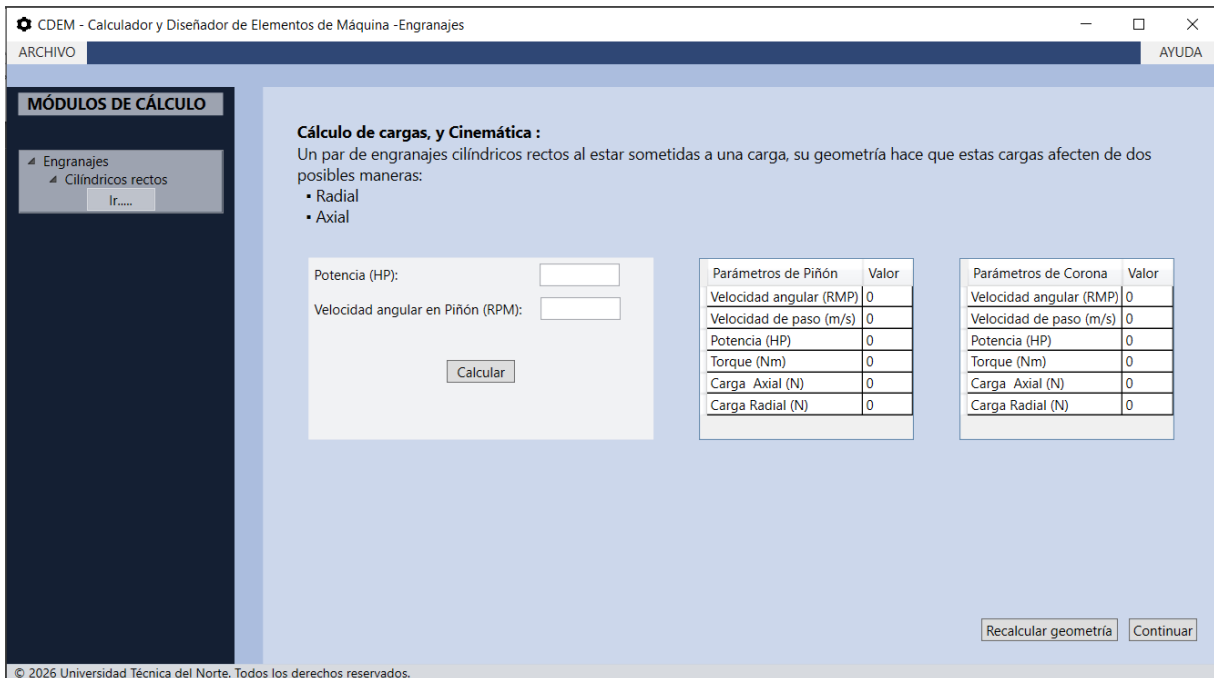


Fig. 4.19. Interfaz de usuario, etapa de cálculo estático y cinemático.

Para la etapa del cálculo de los factores de la AGMA, se implementa un control de usuario cuyos parámetros de entrada intervienen en el cálculo de los factores de esfuerzo de fatiga por flexión de dientes. La interfaz organiza un listado de los factores que se calculan en una ventana nueva emergente. El caso del factor geométrico que solo depende de los parámetros geométricos, y de los valores de los factores definidos en las tablas (2.2 y 2.3), se calculan directamente en la vista principal, mediante interpolación y acceso a los datos (ver Fig. 4.20).

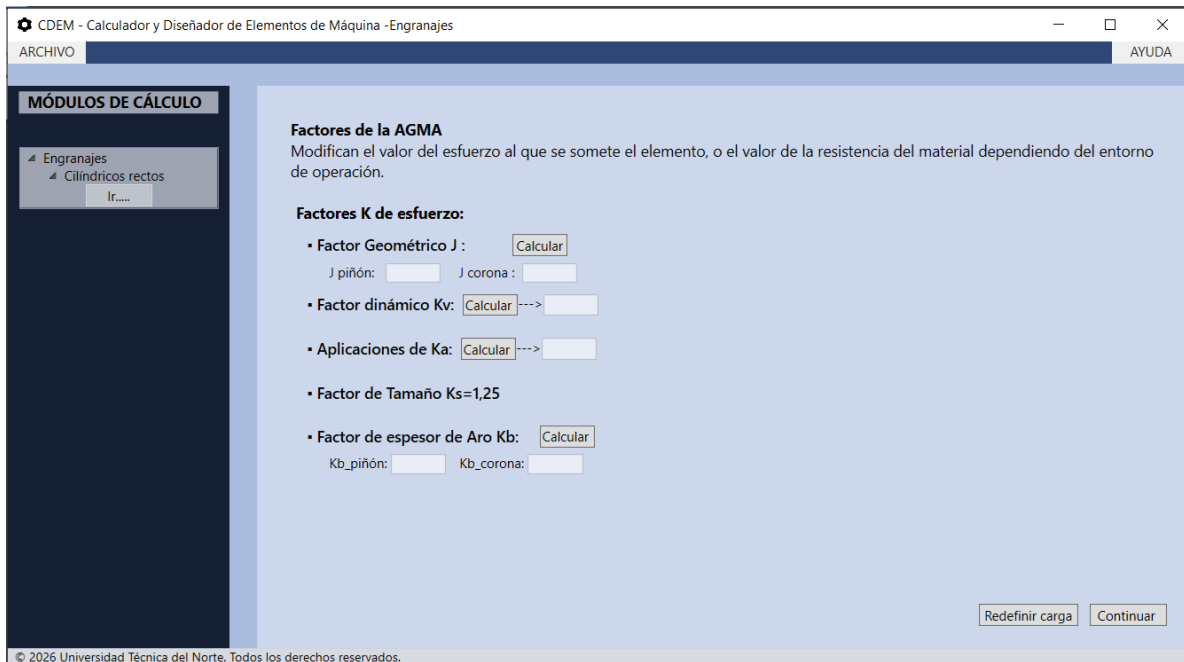


Fig. 4.20. Interfaz para cálculo de los factores de esfuerzo de la AGMA.

La ventana emergente destinada al cálculo del factor dinámico contiene a las tablas (2.4) y (2.5) colocadas como imágenes para la lectura y selección de los índices de calidad. A partir de los parámetros de entrada y el desarrollo correspondiente, facilita un resultado visual dentro de una gráfica con los parámetros seleccionados (ver Fig. 4.21).

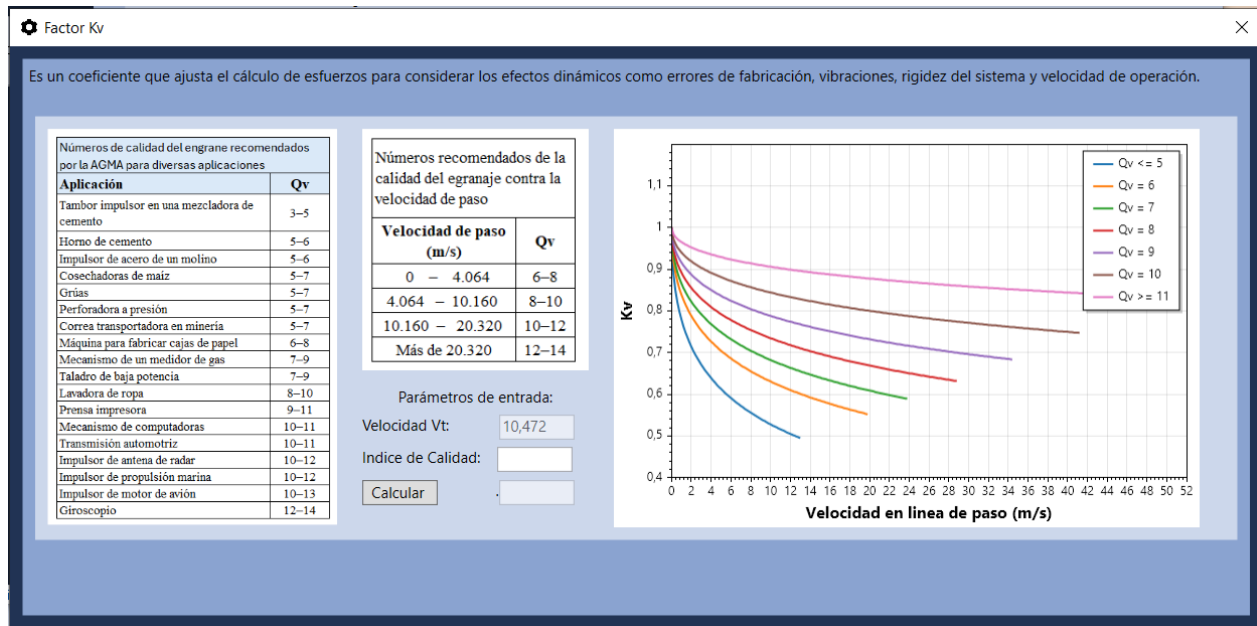


Fig. 4.21. Ventana emergente de cálculo de Factor Kv.

Para la obtención del factor de aplicación se dispone de una ventana emergente, en la cual el valor se recupera de la base de datos que almacena a los datos de la Tabla 2.7. Esta ventana, permite seleccionar las condiciones de máquina establecidas, y obtener el valor del factor (ver Fig. 4.22).

Factor Ka de Aplicación

Tiene como finalidad tomar en cuenta las cargas que se aplican de manera externa. Si el grado de choque es alto el factor aumenta.

Máquina impulsora:

Máquina impulsada:

Valor de Ka:

Fig. 4.22. Ventana emergente para Ka.

En cuanto al cálculo del factor K_B , se requieren los datos de los diámetros de ejes para piñón y corona, por lo que se dispone de una ventana emergente para el ingreso de dichos parámetros y evaluar los valores con un cálculo (ver Fig. 4.23).

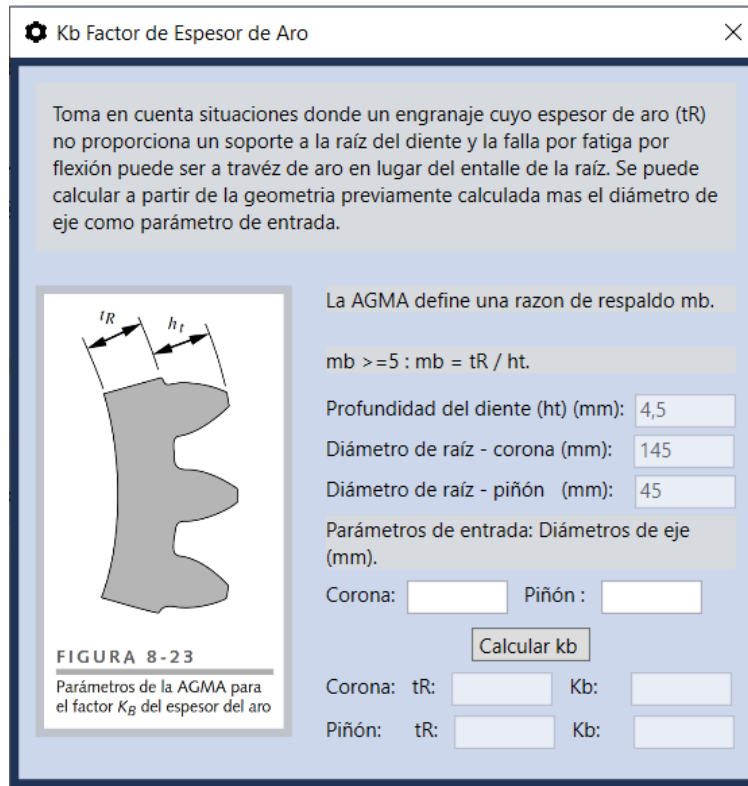


Fig. 4.23. Ventana para el cálculo de factor K_B .

Finalmente, se realiza un control de usuario, para el cálculo y diseño de los engranajes ante fallas por fatiga de flexión de dientes, contiene además a los factores de la AGMA que se aplica y modifica la resistencia del material empleado, contiene en el lado derecho los cuadros en la cual se debe mostrar los resultados del cálculo final, los esfuerzos y los factores de seguridad de cada elemento. El botón “Guardar Resultado”, es un control de usuario, cuya acción es la de guardar los resultados en un documento de extensión “.pdf” y tenerlo a disposición (ver Fig. 4.24).

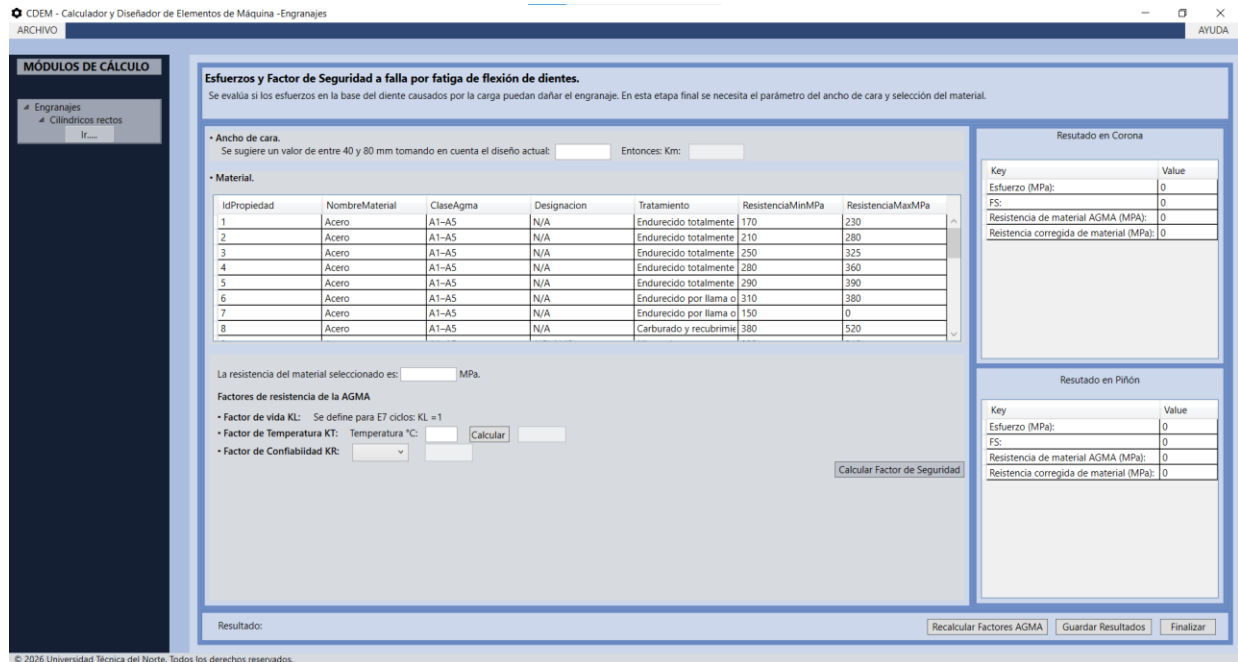


Fig. 4.24. Vista de la sección de diseño a fallas por fatiga de flexión de dientes.

En cuanto a las transiciones, cada control de usuario permite avanzar y retroceder en cada etapa de diseño, y con la posibilidad de guardar los resultados.

En la pestaña de ayuda se incluyen dos opciones principales: la apertura del manual de usuario y la visualización de la ventana "Acerca de". Esta última constituye la vista final del sistema y tiene como única finalidad mostrar la versión del programa, siguiendo la práctica habitual en aplicaciones de software (ver Fig. 4.25).

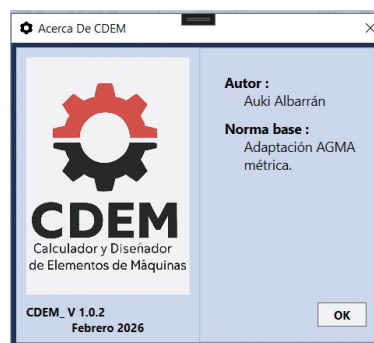


Fig. 4.25. Ventana "Acerca de".

Con las vistas descritas y controles de usuario implementados en la aplicación, incluyendo a las ventanas emergentes y opciones de ayuda. Esta sección determinó toda la organización de la interfaz y forma en que se presentan los resultados.

4.2.4 Organización interna del código e implementación del algoritmo de cálculo

En esta sección se presenta la organización interna del código que sustenta la aplicación, así como la implementación del algoritmo de cálculo definido.

La estructura del programa se centra en un modelo híbrido cuyo objetivo es mantener divididas las funciones mediante clases y desencadenar las acciones a través de eventos. Se emplea programación orientada a objetos para la definición y separación de clases, junto con la programación orientada a eventos para la ejecución de cada acción definida, garantizando una organización modular y coherente con la lógica de la aplicación.

Se organiza el proyecto con una estructura que agrupa los elementos en carpetas según su función dentro de la aplicación (ver Fig. 4.26). La carpeta “Assets” contiene los recursos visuales y documentos editables utilizados en la interfaz, mientras que “DataBase” incluye tanto al archivo “.db” como la clase que se encarga de acceder y extraer sus datos mediante métodos específicos.

En “**Model**”, se definen tres subgrupos funcionales:

- “**DTO_Objects**”, que contiene clases de transferencia de datos (Data Transfer Objects) para cada etapa de cálculo como finalidad transportar datos que representa el valor calculado o resultado concerniente de los resultados geométricos, de cinemática y estática, de los factores de la AGMA, y los resultados de diseño a falla por fatiga de flexión de dientes.

- **“Engranaje”**, agrupa a las etapas existentes en clases que contienen los métodos de cálculo correspondientes, trae consigo al algoritmo de cálculo, y se enfoca específicamente a la ejecución del algoritmo mediante parámetros de entrada de datos y devuelve un resultado como parte de esa ejecución.
- **“PDF_Manager”**, que encapsula a las funciones y métodos relacionados con la generación, edición y lectura de documentos PDF, contiene una clase con métodos para crear y guardar archivos, y otra para la edición de un documento específico como una plantilla para la muestra de resultados.

La carpeta **“Resources”** incluye estilos visuales definidos en **“ styles.xaml”**, y una clase auxiliar **“MathDeg.cs”** que permite realizar cálculos trigonométricos en grados.

En cuanto a **“ViewModel”**, se utiliza clases cuyo objetivo es la validación de entrada de datos (**“ValidarEntradas.cs”**) y la visualización de resultados (**“MostrarResultados.cs”**), además tiene a la clase **“MaterialPropertyVM.cs”**, que distribuye y tiene la finalidad de contener a las propiedades de los materiales para mostrarlo en un **“datagrid”**.

La carpeta **“Views”** contiene los controles de usuario y ventanas con excepción de la ventana principal **“MainWindow.xaml”**, en esta carpeta se encuentran todas las vistas utilizadas en el programa.

Finalmente, la carpeta **“LICENCES”**, contiene solamente archivos de texto cuya mención hace a paquetes o librerías que menciona el uso gratuito de las propiedades con condición de mención a las herramientas.

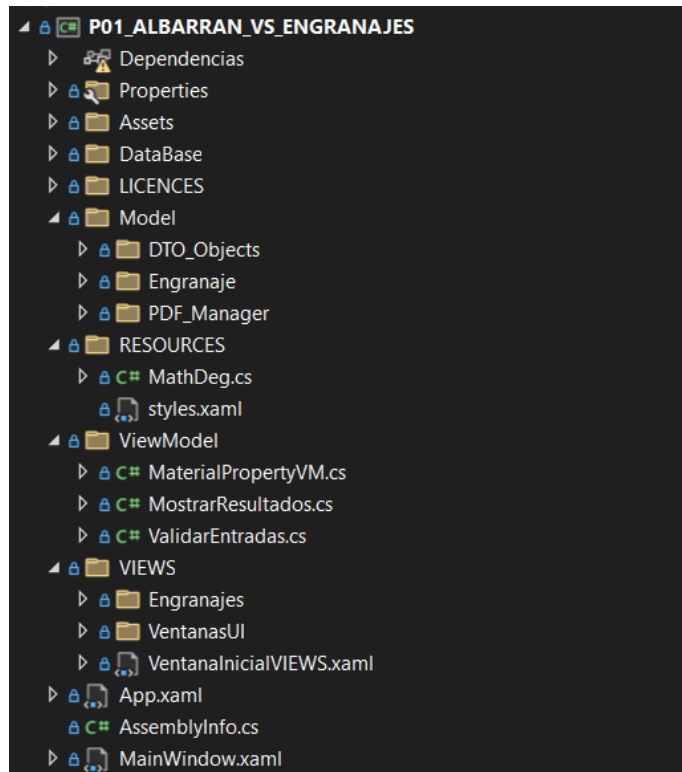


Fig. 4.26. Organización interna del programa en clases y carpetas.

Cada clase y cada método que se ejecuta por medio de un evento se realiza por medio de la instanciación de objetos de cada clase, cada vista contiene controles WPF como botones, bloques de texto, cajas de texto, con eventos y propiedades, por medio de las cuales se puede ejecutar una acción, es decir, que las vistas son los elementos principales que contienen los eventos para la transición de ventanas, ejecución de cálculos. Los eventos instancian los objetos y llaman a los métodos de cada clase para realizar una acción, es decir es un sistema híbrido cuya programación funciona bajo un paradigma orientado a objetos para la separación de responsabilidades, y un paradigma orientado a eventos para la interacción con el usuario y la ejecución de acciones.

4.2.5 Validación funcional del sistema

Se realiza la validación funcional del sistema con el fin de que los componentes internos, las transiciones, y las acciones conjunto con eventos desencadenados por botones y cajas de texto respondan de manera coherente a las acciones del usuario.

Se valida la funcionalidad en una clasificación de bloques o mensajes de texto en base a la funcionalidad, si los campos necesarios no han sido llenados (ver Fig. 4.27).

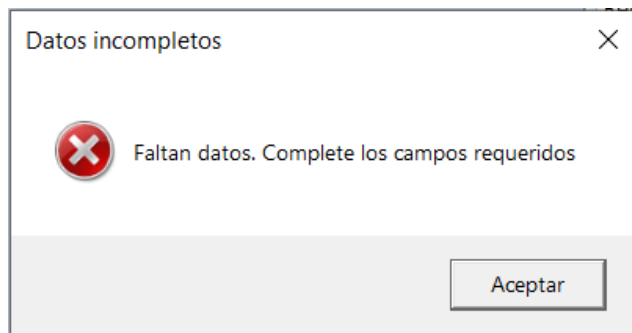


Fig. 4.27. Mensaje de texto “Datos incompletos”.

También un cuadro de diálogo que clasifica a los datos no válidos, es decir, dependiendo de la operación, un dato no válido de valor cero para secciones que deben tener un valor no nulo (ver Fig. 4.28), inconsistencia por valores no existentes para ciertos parámetros (ver Fig. 4.29), inconsistencia por definición física (ver Fig. 4.30).

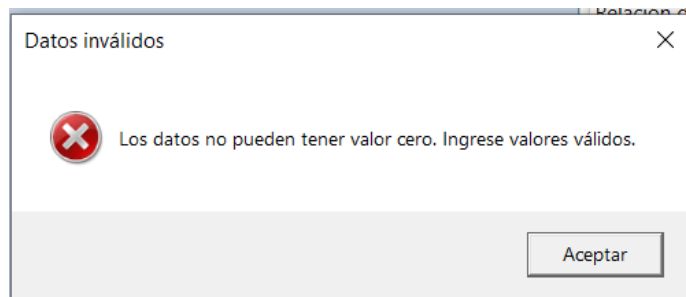


Fig. 4.28. Mensaje de texto “Datos inválidos” de valor cero.

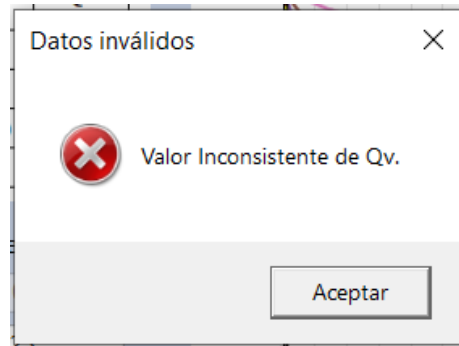


Fig. 4.29. Mensaje de Texto "Datos inválidos" de inexistencia.

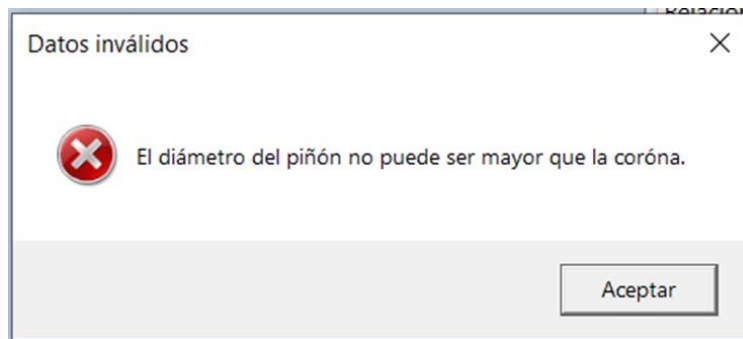


Fig. 4.30. Mensaje de texto "Datos inválidos" de inconsistencia física.

Están los cuadros de diálogo que contiene o clasifica a los resultados no factibles, que aparecen cuando no existe solución de cálculo (ver Fig. 4.31), (ver Fig. 4.32).

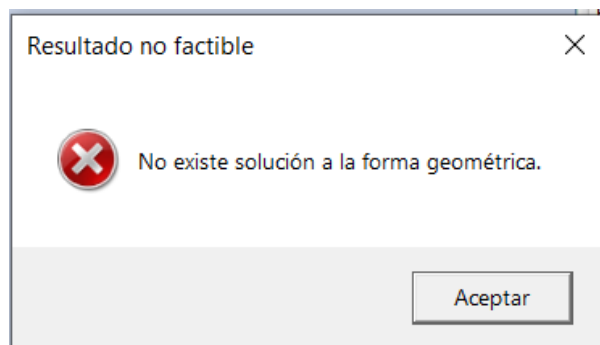


Fig. 4.31. Mensaje de texto "Resultado no factible" de la geometría no válida.

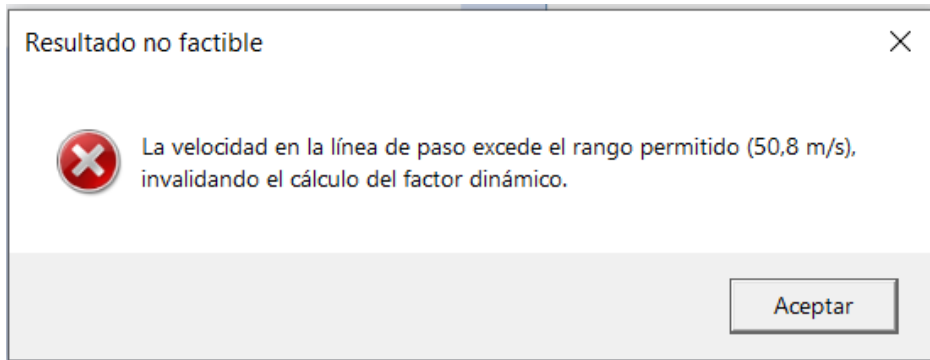


Fig. 4.32. Mensaje de texto "Resultado no factible" de valor fuera de rango.

Están también los cuadros de diálogo que indican la imposibilidad de transición entre ventanas y controles de usuario, cuando una operación no ha sido realizada, si el cálculo está incompleto o el diseño no es factible (ver Fig. 4.33).

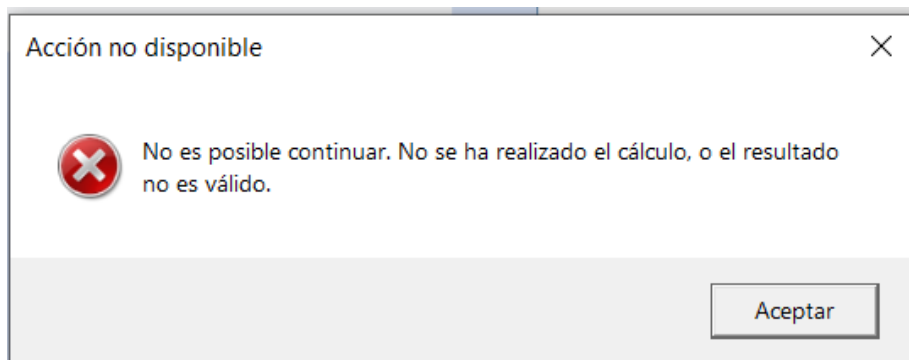


Fig. 4.33. Mensje de texto "Acción no disponible" para transición entre ventanas.

Finalmente están los cuadros de diálogo que se muestran cuando no es posible guardar resultados (ver Fig. 4.34), de advertencias de comenzar con un nuevo cálculo sobre la misma hoja (ver Fig. 4.35), y la advertencia de finalizar el trabajo realizado (ver Fig. 4. 36).

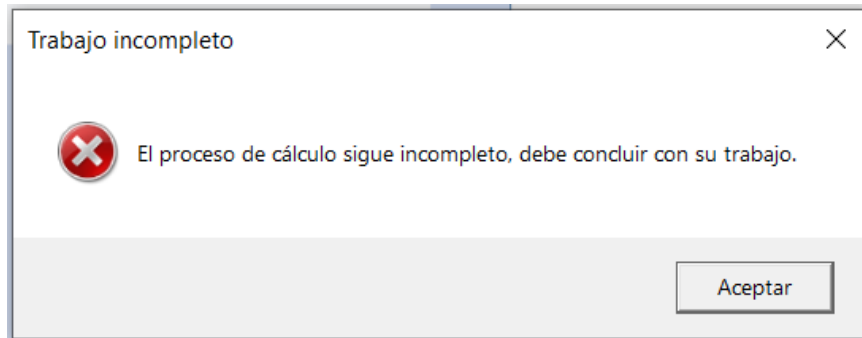


Fig. 4.34. Mensaje de texto "Trabajo incompleto" de que no se puede guardar.

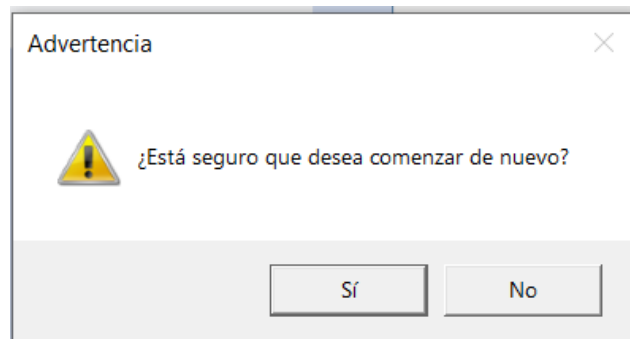


Fig. 4.35. Cuadro de diálogo "Advertencia" de iniciar nuevo cálculo.

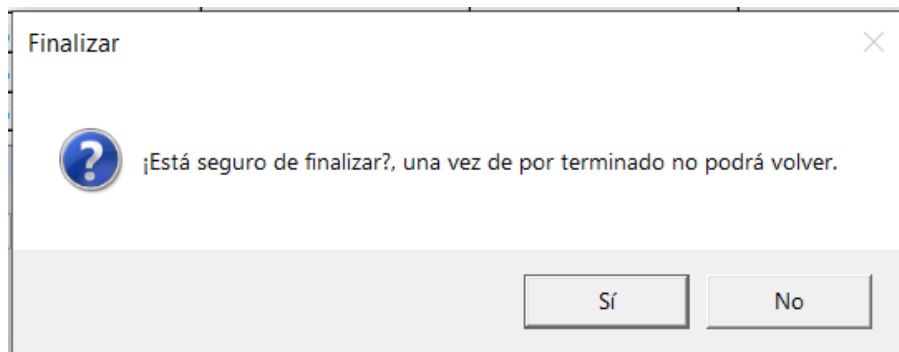


Fig. 4.36. Cuadro de diálogo de "Finalizar" con el trabajo realizado.

En síntesis, la validación funcional demuestra que la ejecución de la arquitectura ejecuta operaciones descritas para cada operación, y gestiona adecuadamente condiciones de error, restricciones de uso, y validaciones de seguridad para botones que requieren finalizar o reiniciar cálculos.

4.3 Validación del programa computacional mediante la resolución de problemas típicos que involucren el diseño de engranajes.

4.3.1 Planteamiento

La validación del programa se realiza mediante la resolución de problemas representativos para evaluar la fiabilidad. El desarrollo del programa se centra en la determinación de un número de dientes mínimo en un acople, que cumpla la condición en la que evita interferencia y la relación de contacto sea mayor a 1.4 para que sea posible realizar el cálculo del diseño a falla por fatiga de flexión de dientes con engranajes con carga del HPSTC.

4.3.2 Procedimiento

El programa sigue una secuencia integral, cuyo algoritmo es secuencial y determina el diseño por etapas:

- Comienza por el cálculo geométrico del engranaje cilíndrico recto a partir de los diámetros de paso del piñón y la corona, junto con el ángulo de presión. El cálculo permite obtener directamente la geometría óptima del conjunto seleccionando el módulo métrico que cumpla la condición de evitar interferencia y con número de dientes mínimos posible, estos valores quedan fijos.
- Posterior al obtener los valores de la geometría determinada, se calcula la velocidad angular de cada elemento, velocidad en la línea de paso, torques y reacciones con parámetros de entrada que son la potencia de transmisión y velocidad de operación.

- Luego se calculan los Factores AGMA de esfuerzo, cuyos cálculos se aplican a la geometría determinada y los parámetros de funcionamiento cinemático y cargas aplicadas definidas.
- Finalmente, se determina el factor de seguridad integrando todos los datos ya obtenidos, seleccionando el material, y calculando los Factores AGMA de resistencia del material.

4.3.3 Ejercicio de validación

Ejemplo 1.

Se propone diseñar un par de engranajes cuyo diámetro de paso en el piñón y corona es de 60 y 150 mm respectivamente, el ángulo de presión se de 20°, la potencia transmitida de 2 hp, y la velocidad de operación en el piñón requerido es de 900 rpm. Se requiere con una confiabilidad del 99% que trabaja a una temperatura de 45°, se dispone de acero de cualquier clase y tratamiento.

Se realiza la validación del programa computacional utilizando el algoritmo de cálculo. Comenzando por obtener los parámetros geométricos dados los datos de los diámetros de paso de piñón y corona, y se obtiene los resultados (ver Fig. 4.37).

Diámetro de paso del Piñón (mm):	<input type="text" value="60"/>
Diámetro de paso de Corona (mm):	<input type="text" value="150"/>
Ángulo de presión (°):	<input type="text" value="20"/>
<input type="button" value="Calcular"/>	

Propiedad Geométrica	Valor
Diámetro de paso Piñón	60
Diámetro de paso Corona	150
Ángulo de Presión	20
N° Dientes Piñón	30
N° Dientes Corona	75
Módulo métrico	2
Relación de Contacto	1,7354
Adendum	2
Dedendum	2,5

Fig. 4.37. Resultado de cálculo geométrico de Ejemplo 1.

Para validar los valores obtenidos, se utilizan las ecuaciones obtenidas del marco teórico, y el procedimiento de resolución:

- 1) Con la ecuación (Ec. 2.9) y (Ec. 2.10), se calcula el número mínimo de dientes del piñón necesario que evita interferencia.

$$m_G = \frac{dg}{dp} = \frac{150}{60} = 2,5 \quad (\text{Ec 2.9})$$

$$N_p = \frac{2k}{(1 + 2m_G) \sin^2 \phi} \left(m_G + \sqrt{m_G^2 + (1 + 2m_G) \sin^2 \phi} \right) \quad (\text{Ec 2.10})$$

$$\begin{aligned} N_{p_{min}} &= \frac{2 \cdot 1}{(1 + 2 \cdot 2,5) \sin^2 20} \left(2,5 + \sqrt{2,5^2 + (1 + 2 \cdot 2,5) \sin^2 20} \right) \\ &= 14,6 \text{ dientes} \approx 15 \text{ dientes} \end{aligned}$$

- 2) Se calcula el número mínimo de dientes en la corona con la ecuación (Ec. 2.11).

$$N_{g_{min}} = 2,5(15) = 37,5 \text{ dientes}$$

- 3) Con los valores de número mínimo de dientes en piñón y corona, más las condiciones que están delimitadas por la tabla del factor geométrico que está relacionada directamente con el número de dientes, se busca un módulo métrico estándar de la Tabla 2.1 para que con la ecuación (Ec. 2.2), se pueda encontrar un valor de Número de dientes en el piñón con los datos de diámetros de paso y módulo métrico y cumpla con condición de que el número de dientes en el piñón sea mayor o igual que el número de dientes mínimo del piñón y que esté dentro de valores establecidos en las tablas de factores geométricos “J”. Además, se calcula con las ecuaciones

(Ec. 2.8) y (Ec. 2.7), la longitud de acción y relación de contacto respectivamente. Se tienen posibles combinaciones para el diseño geométrico del acople (ver Tabla 4.1).

Tabla 4.1. Posibles diseños geométricos para Ejemplo 1.

Módulos métricos de prueba	Np obtenido	Ng obtenido	adendum	Longitud de acción	Relación de contacto
25	2,4	6	25	82,26	1,11
20	3	7,5	20	69,09	1,17
16	3,75	9,375	16	58,00	1,23
12	5	12,5	12	46,23	1,31
10	6	15	10	39,98	1,35
8	7,5	18,75	8	33,41	1,41
6	10	25	6	26,40	1,49
5	12	30	5	22,69	1,54
4	15	37,5	4	18,79	1,59
3	20	50	3	14,66	1,66
2	30	75	2	10,25	1,74
1,5	40	100	1,5	7,90	1,78

- 4) Una vez se tiene las posibles combinaciones, para este ejercicio se busca un diseño en la cual el número de dientes del piñón sea mayor al mínimo aceptable de 15 dientes, pero dado las delimitaciones, también debe ser mayor a 21, para que pueda obtenerse en un cálculo posterior, el valor de los factores geométricos, que el número de dientes de la corona sea menor a 135 (limitado por los valores de la tabla del factor geométrico), que los valores del número de dientes de piñón y corona, deben ser enteros (condición física), y que la relación de contacto sea mayor o igual que 1.4.

Resultado: De este modo se obtiene un diseño óptimo que evita interferencia, encuentra el mínimo número de dientes del conjunto y representa a una posibilidad adecuada de funcionamiento, siendo este, con número de dientes en el piñón de 30, en la corona de 75, con un módulo métrico de 2, y una relación de contacto de 1,74. Este valor representa a los datos arrojados por la calculadora diseñada en la etapa geométrica, por lo que demuestra su validez en esta sección. Con esto válido se obtiene el valor del adendum y dedendum con las ecuaciones (Ec. 2.5) y (Ec. 2.6) que obtiene un valor del adendum de 2, y de 2,5 en el dedendum iguales a los obtenidos por la calculadora.

Una vez comprobado la validez del cálculo geométrico, se procede a la etapa de cálculo cinemático y de las cargas aplicadas al acople, de la misma forma se utilizan los valores de parámetros establecidos (ver Fig. 4.38).

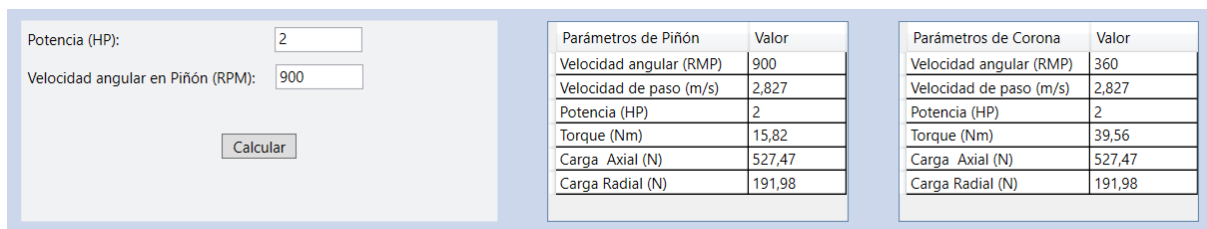


Fig. 4.38. Resultado de cálculo cinemático y estado estacionario de Ejemplo 1.

De la misma manera, utilizando las ecuaciones definidas, los valores calculados en la primera etapa más los parámetros de entrada que son la potencia, y la velocidad de operación en rpm (se establece la velocidad en el piñón), se realiza el siguiente procedimiento:

- 5) Utilizando la ecuación (2.12), la disponibilidad de la velocidad angular en el piñón y los números de dientes en cada elemento del acople se llega a la expresión en la que se obtiene la velocidad angular en la corona.

$$\omega_{corona} = \omega_{piñon} \cdot \frac{N_p}{N_g}$$

$$\omega_{corona} = 900 \cdot \frac{30}{75} = 360 \text{ rpm}$$

- 6) Se calcula la velocidad en línea de paso utilizando la expresión (Ec. 2.13), se puede utilizar el dato de cualquier elemento, pues la velocidad en dicho punto es el mismo para ambos (Se utiliza del piñón).

$$V_{Lpaso} = \omega_{piñon} \cdot d_{pasopiñon} / 2$$

Cambiando a radianes por segundo la velocidad angular y el diámetro de paso a metros se tiene que:

$$V_{Lpaso} = 2 \cdot \frac{\pi \cdot 900 \cdot 60}{120000} = 2,827 \text{ m/s}$$

- 7) Se calcula el torque en ambos elementos con la ecuación (Ec. 2.14), para las reacciones se dispone de (Ec. 2.15) para la carga tangencial, y (Ec. 2.16) para la carga radial.

Utilizando las ecuaciones y poniendo las magnitudes cuyo resultado de en Nm para torque y N para las cargas se tiene que:

$$T_{corona} = \frac{2 \cdot 745,7 \cdot 150}{360 \cdot 2 \cdot \pi} = 39,56 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_{\text{piñón}} = \frac{2 \cdot 745,7 \cdot 60}{900 \cdot 2 \cdot \pi} = 15,82 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$W^t = \frac{39,56 \cdot 2000}{150} = 527,46 \text{ N}$$

$$W^r = 527,46 \cdot \tan(20) = 191,98 \text{ N}$$

Se puede comprobar con ello que el programa utiliza correctamente las ecuaciones y muestra resultados consistentes para esta sección.

- 8) Después de obtener los datos geométricos y la velocidad de operación conjunto a las cargas a la que se somete el acople, se procede a calcular los factores de esfuerzo de la AGMA.

El programa resuelve internamente utilizando las tablas (XYZ), y realiza interpolaciones de ser necesario para obtener el valor del factor geométrico, que depende del número de dientes en piñón y corona ya calculados en la etapa geométrica (ver Fig. 4.39).

Fig. 4.39. Resultado para factores geométricos de Ejemplo 1.

En este caso, se utiliza la tabla 2.2 que extrae los factores geométricos para piñón y corona con ángulo de presión de 20°, internamente, requiere del número de dientes de piñón y corona para acceder a los valores, dado que no contiene explícitamente a los valores de 30 y 75 dientes del acople, se utiliza la ecuación (Ec. 2.28), se utiliza interpolación triple para este caso.

Interpolación 1:

$$J_{min_{corona}} = \frac{0,42 - 0,41}{35 - 26} (30 - 26) + 0,41 = 0,4144$$

$$J_{min_{piñon}} = \frac{0,4 - 0,37}{35 - 26} (30 - 26) + 0,37 = 0,3833$$

Interpolación 2:

$$J_{max_{corona}} = \frac{0,45 - 0,44}{35 - 26} (30 - 26) + 0,44 = 0,4444$$

$$J_{max_{piñon}} = \frac{0,41 - 0,38}{35 - 26} (30 - 26) + 0,38 = 0,3933$$

Interpolación 3: se realiza para la corona con las interpolaciones 1 y 2 realizadas para el piñón.

$$J_{corona} = \frac{0,4444 - 0,4144}{135 - 55} (75 - 55) + 0,4144 = 0,4219$$

$$J_{piñon} = \frac{0,3933 - 0,3833}{135 - 55} (75 - 55) + 0,3833 = 0,3858$$

De la misma forma se puede observar que los resultados dados son iguales en esta sección.

Para el factor dinámico Kv se asume un índice de calidad suponiendo el entorno de aplicación del acople, y se obtiene un valor de 0,758 (ver Fig. 4.40).

Es un coeficiente que ajusta el cálculo de esfuerzos para considerar los efectos dinámicos como errores de fabricación, vibraciones, rigidez del sistema y velocidad de operación.

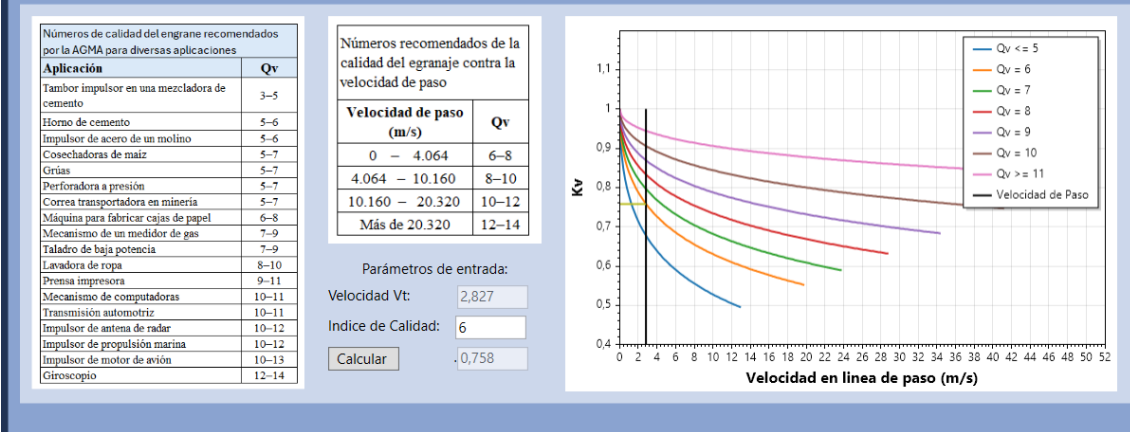


Fig. 4.40. Cálculo del factor dinámico de Ejemplo 1.

Para el factor dinámico K_v se puede demostrar visualmente el valor seleccionado, al considerar el entorno de aplicación, y para este ejemplo se selecciona un índice de calidad de 6, y con la velocidad en línea de paso, se puede obtener directamente el valor, y también con las ecuaciones (Ec. 2.18), (Ec. 2.19) y (2.20).

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{2/3}}{4} = \frac{(12 - 6)^{2/3}}{4} = 0,82548 \quad (\text{Ec.2.20})$$

$$A = 50 + 56(1 - B) = 50 + 56(1 - 0,82548) = 59,77312 \quad (\text{Ec. 2.19})$$

$$K_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{200V_t}} \right)^B = \left(\frac{59,77312}{59,77312 + \sqrt{200(2,827)}} \right)^{0,82548} = 0,758 \quad (\text{Ec. 2.18})$$

Se tiene el mismo valor realizado en la calculadora de 0,758.

Para el cálculo del factor de aplicación, no requiere ninguna ecuación, pues su valor se obtiene a partir de la selección de los tipos de máquinas que impulsan al engranaje y que el mismo impulsa, se obtiene un valor de 1,5 (ver Fig. 4.41).

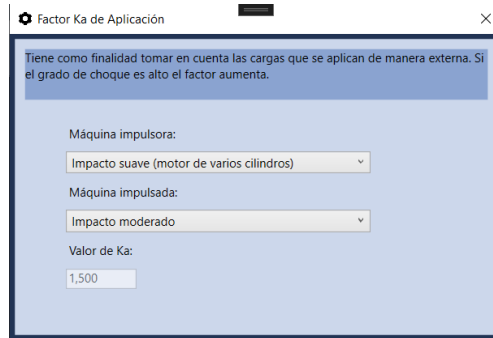


Fig. 4.41. Factor de aplicación de Ejemplo 1.

Para el factor de tamaño, la AGMA recomienda el valor de 1, o 1,25 para ser conservador, el programa deja por defecto el valor de 1,25.

En cuanto al factor de espesor de aro, además de tener los valores geométricos de los engranajes, se requiere conocer también los diámetros de los ejes para el piñón y corona, para probar al programa, se prueba con diámetros de 70 mm para corona y de 30 mm para piñón, y se obtiene los valores de factor de espesor de aro para cada elemento (ver Fig. 4.42).

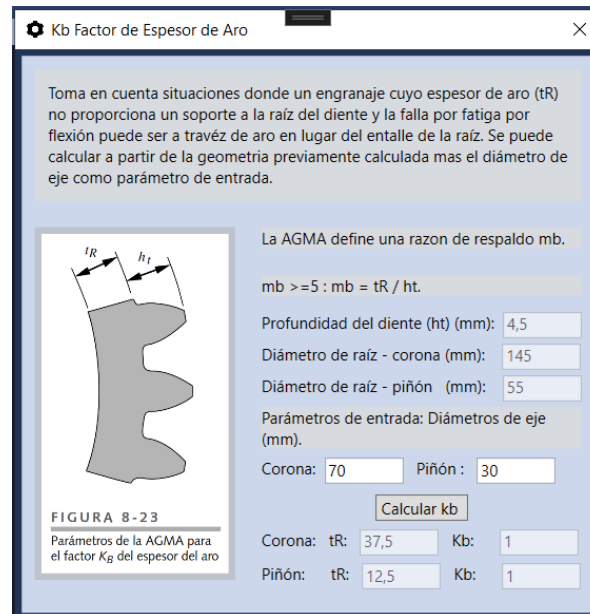


Fig. 4.42. Cálculo del factor de espesor de aro de Ejemplo 1.

Se comprueba a partir de las ecuaciones (Ec. 2.22), (Ec. 2.23) y (Ec. 2.24), con los datos del engranaje se tiene el diámetro de raíz de ambos elementos, y requieren diámetros de eje que encajan, se supone para este caso diámetros de 70 mm para corona y de 30 mm para piñón, dado el caso, se calcula la razón de respaldo con (Ec. 2.22), más los datos con las que es posible obtener la profundidad total del diente h_t , y espesor de aro t_R .

$$m_{B_{corona}} = \frac{t_{R_{corona}}}{h_t} = \frac{37,5}{4,5} = 8,33$$

$$m_{B_{piñon}} = \frac{t_{R_{piñon}}}{h_t} = \frac{12,5}{4,5} = 2,77$$

Dados los valores de cada razón de respaldo, se tiene establecido por condición que $K_B = 1$ si la razón de respaldo es mayor que 1,2 y por tanto el factor de espesor de aro de piñón y corona tiene valor de 1.

9) Finalmente, seleccionando un material como lo es el ACERO A1 – A5 endurecido por llama o inducción con una resistencia de 150 MPa. Se añade el parámetro de ancho de cara, temperatura de operación esperada de 45° y el factor de confiabilidad mencionada de 99%, se calcula el factor de seguridad para cada elemento, piñón y corona. Se pueden demostrar la validez de los resultados de los factores de resistencia, pues es programa diseñada sólo para ciclaje de vida infinita y por tanto $K_L = 1$. Para el factor de temperatura $K_T = 1$, se puede demostrar validez, ya que se establece que, si la temperatura es hasta de 250 °F o 120 °C, el valor del factor es de 1. En cuanto al factor de confiabilidad $K_R = 1$, su valor ya se define en la Tabla 2.9, pues con porcentaje del 99% de confiabilidad el valor del factor es de 1 y el factor $K_m = 1,6$, se obtiene

de la Tabla 2.6 que depende netamente del valor del ancho de cara. Dicho esto, se demuestra que se obtiene los mismos resultados (ver Fig. 4.43).

• Ancho de cara.
Se sugiere un valor de entre 16 y 32 mm tomando en cuenta el diseño actual: Entonces Km:

• Material.

IdPropiedad	NombreMaterial	ClaseAgma	Designacion	Tratamiento	ResistenciaMinMPa	ResistenciaMaxMPa
1	Acero	A1-A5	N/A	Endurecido totalmente	170	230
2	Acero	A1-A5	N/A	Endurecido totalmente	210	280
3	Acero	A1-A5	N/A	Endurecido totalmente	250	325
4	Acero	A1-A5	N/A	Endurecido totalmente	280	360
5	Acero	A1-A5	N/A	Endurecido totalmente	290	390
6	Acero	A1-A5	N/A	Endurecido por llama o	310	380
7	Acero	A1-A5	N/A	Endurecido por llama o	150	0
8	Acero	A1-A5	N/A	Carburado y recubrimie	380	520

El valor de la resistencia del material es único.
La resistencia del material seleccionado es: MPa.

Factores de resistencia de la AGMA

- Factor de vida KL: Se define para E7 ciclos: KL = 1
- Factor de Temperatura KT: Temperatura °C:
- Factor de Confiabilidad KR:

Fig. 4.43. Valores de factores de resistencia AGMA de Ejemplo 1.

Se tiene el factor de seguridad de cada elemento, en este ejercicio, con los entornos de funcionamiento, y el material seleccionado, sugiere que los elementos no fallarán por fatiga de flexión de dientes pues el factor de seguridad es mayor que 1 (ver Fig. 4.44).

Resultado en Corona		Resultado en Piñón	
Key	Value	Key	Value
Esfuerzo (MPa):	123,703	Esfuerzo (MPa):	135,242
FS:	1,213	FS:	1,109
Resistencia de material AGMA (MPa):	150	Resistencia de material AGMA (MPa):	150
Resistencia corregida de material (MPa):	150	Resistencia corregida de material (MPa):	150

Fig. 4.44. Factores de seguridad de piñón y corona de Ejemplo 1.

Al realizar de forma manual con las ecuaciones definidas:

Primero se obtiene el valor del factor de distribución de carga, que se deja al final, debido a que este valor depende del ancho de cara, que se ha dejado para la etapa final, este valor se obtiene de la Tabla 2.6, y dado que se elige un ancho de cara de 20 mm, la tabla especifica un valor de $K_m = 1,6$.

Luego se calcula el esfuerzo por flexión de dientes de ambos elementos utilizando la ecuación (Ec. 2.17), y datos obtenidos necesarios de las etapas anteriores.

$$\sigma_b = \frac{W_t}{FmJ} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_B K_I \quad (Ec. 2.17)$$

$$\sigma_{b_{piñon}} = \frac{527,47}{20 \cdot 2 \cdot 0,3858} \cdot \frac{1,5 \cdot 1,6}{0,758} \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1 = 135,278 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{b_{corona}} = \frac{527,47}{20 \cdot 2 \cdot 0,4219} \cdot \frac{1,5 \cdot 1,6}{0,758} \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1 = 123,703 \text{ MPa}$$

Posterior a ello, se calcula la resistencia corregida del material con la ecuación (Ec. 2.25), se disponen de la resistencia AGMA del material seleccionado y de los valores de los factores de resistencia de la AGMA.

$$S_{fb} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_{fb'} \quad (Ec. 2.25)$$

$$S_{fb} = \frac{1}{1 \cdot 1} \cdot 150 = 150 \text{ MPa}$$

Finalmente, se calcula los factores de seguridad de los elementos del acople con la ecuación (Ec. 2.27).

$$FS = \frac{S_{fb}}{\sigma_B} \quad (Ec. 2.27)$$

$$FS_{piñon} = \frac{150 \text{ MPa}}{135,278 \text{ MPa}} = 1,108$$

$$FS_{corona} = \frac{150 \text{ MPa}}{123,703 \text{ MPa}} = 1,213$$

Se puede observar que los resultados son idénticos, y, por tanto, el algoritmo y el programa elaborado son válidos.

Ejemplo 2.

Minimice el número de dientes de una pareja de engranajes cuyos diámetros primitivos son de 50 y 152 mm, considerar que el ángulo de presión es de 25°.

Utilizando el programa, se introduce directamente los parámetros y se obtiene un resultado con el número de dientes mínimo posible válido (ver Vig. 4.45).

The screenshot shows a software interface for gear design. On the left, there are input fields for:

- Diámetro de paso del Piñón (mm): 50
- Diámetro de paso de Corona (mm): 152
- Ángulo de presión (°): 25 (with a dropdown arrow)

 Below these fields is a 'Calcular' button. On the right, there is a table with the following data:

Propiedad Geométrica	Valor
Diámetro de paso Piñón	50
Diámetro de paso Corona	152
Ángulo de Presión	25
Nº Dientes Piñón	25
Nº Dientes Corona	76
Módulo métrico	2
Relación de Contacto	1,5104
Adendum	2
Dedendum	2,5

Fig. 4.45. Resolución de Ejemplo 2 con programa.

Se puede validar de forma manual y comprobar igualando los resultados con lo de obtenido por el programa:

- 1) Con la ecuación (Ec. 2.9) y (Ec. 2.10), se calcula el número mínimo de dientes del piñón necesario que evita interferencia, y para este ejemplo, se obtiene un valor de 10 dientes, que quiere decir que es el número mínimo de dientes en el piñón con los parámetros dados para que pueda evitar interferencia, y es una de las condiciones que define el valor real junto al módulo.

$$m_G = \frac{dg}{dp} = \frac{152}{50} = 3,04 \quad (\text{Ec 2.9})$$

$$N_p = \frac{2k}{(1 + 2m_G) \sin^2 \phi} \left(m_G + \sqrt{m_G^2 + (1 + 2m_G) \sin^2 \phi} \right) \quad (\text{Ec 2.10})$$

$$\begin{aligned} N_{p_{min}} &= \frac{2 \cdot 1}{(1 + 2 \cdot 3,04) \sin^2 20} \left(3,04 + \sqrt{3,04^2 + (1 + 2 \cdot 3,04) \sin^2 25} \right) \\ &= 9,93 \text{ dientes} \approx 10 \text{ dientes} \end{aligned}$$

- 2) Se calcula el número mínimo de dientes en la corona con la ecuación (Ec. 2.11), se obtiene un valor de 30,4 dientes, este valor es un referencial mínimo para que el acople evite interferencia.

$$Ng_{min} = 3,04(10) = 30,4 \text{ dientes}$$

- 3) Con los valores de número mínimo de dientes en piñón y corona, más las condiciones que están delimitadas por la tabla del factor geométrico que está relacionada directamente con el número de dientes, se busca un módulo métrico estándar de la Tabla 2.1 para que con la ecuación (Ec. 2.2), se pueda encontrar un valor de Número de dientes en el piñón con los datos de diámetros de paso y módulo métrico y cumpla con condición de que el número de dientes en el piñón sea

mayor o igual que el número de dientes mínimo del piñón y que esté dentro de valores establecidos en las tablas de factores geométricos “J”, en este ejemplo, la de 25°. Además, se calcula con las ecuaciones (Ec. 2.8) y (Ec. 2.7), la longitud de acción y relación de contacto respectivamente utilizando el módulo métrico en cada combinación posible ya que es equivalente al adendum. Se tienen posibles combinaciones para el diseño geométrico del acople (ver Tabla 4.2).

Tabla 4.2. Posibles diseños geométricos para Ejemplo 2

Módulos métricos de prueba	Np obtenido	Ng obtenido	adendum	Longitud de acción	Relación de contacto
25	2	6,08	25	75,76	1,06
20	2,50	7,60	20	63,07	1,11
16	3,13	9,50	16	52,47	1,15
12	4,17	12,67	12	41,34	1,21
10	5	15,20	10	35,49	1,25
8	6,25	19	8	29,39	1,29
6	8,33	25,33	6	22,97	1,34
5	10	30,40	5	19,60	1,38
4	12,50	38	4	16,11	1,41
3	16,67	50,67	3	12,45	1,46
2	25	76	2	8,60	1,51
1,5	33,33	101,33	1,5	6,58	1,54

- 4) Una vez se tiene las posibles combinaciones, para este ejercicio se busca un diseño en la cual el número de dientes del piñón sea mayor al mínimo aceptable de 10 dientes, pero dado las delimitaciones por el factor geométrico, también debe ser mayor o igual que 14, el número de dientes de la corona sea menor a 135 (limitado por los valores de la tabla del factor geométrico), que los valores del número de dientes de piñón y corona, deben ser enteros (condición física), y que la relación de contacto sea mayor o igual que 1.4.

Resultado: De este modo se obtiene un diseño óptimo que evita interferencia, encuentra el mínimo número de dientes del conjunto y representa a una posibilidad adecuada de funcionamiento, siendo este, con número de dientes en el piñón de 25, en la corona de 76, con un módulo métrico de 2, y una relación de contacto de 1,51. Para el dedendum con la ecuación (Ec. 2.6) se tiene un valor de 2,5.

4.3.4 Comparación de resultados

Se realiza una comparación de los resultados obtenidos.

Ejemplo 1.

Se muestra que tanto la resolución manual y la realizada por medio del programa, devuelven y muestran los valores con un porcentaje mínimo de diferencia, es decir, que la variación recae en las aproximaciones realizadas. Se muestra para este ejemplo los resultados finales de diseño y se comprueba la validez del programa computacional (ver Tabla 4.3).

Tabla 4.3. Comparativa de valores de Ejemplo 1, validación de respuesta.

	Cálculo manual	Respuesta de programa	Diferencia (%)
Esfuerzo en piñón (MPa)	135,278	135,242	-0,03%
Factor de seguridad en piñón	1,108	1,109	0,09%
Esfuerzo en corona (MPa)	123,703	123,703	0,00%
Factor de seguridad en corona	1,213	1,213	0,00%
Resistencia corregida del material (MPa)	150	150	0,00%

Ejemplo 2.

Para el ejemplo dos, cuya única solicitud es la de buscar si existe una combinación de acople con mínimo número de dientes, se puede observar en la Tabla 4.4, que los resultados del cálculo manual y del cálculo realizado por la computadora, dan el mismo resultado, que es la combinación óptima que existe con los datos de diámetros de paso y ángulo de presión dados.

Tabla 4.4. Comparativa de valores de Ejemplo 2, validación de respuesta.

	Cálculo manual	Respuesta de programa	Diferencia (%)
N_p	25	25	0,00%
N_g	76	76	0,00%
m	2	2	0,00%
Relación de contacto	1,51	1,51	0,00%
Adendum	2	2	0,00%
dedendum	2,5	2,5	0,00%

CONCLUSIONES

Se presenta un programa computacional para el diseño de engranajes cilíndricos rectos que cumple las especificaciones establecidas en la investigación y cuyo algoritmo desarrollado es aplicable a engranajes rectos de profundidad completa con análisis para cargas en el HPSTC. El diseño se centra en dos aspectos principales; el de calcular y obtener un número mínimo de dientes para un acople simple de piñón y corona evitando interferencia, dados los diámetros de paso de los elementos con el ángulo de presión; y el de diseñar los elementos ante fallas por fatiga de flexión de dientes mediante el cálculo de esfuerzos según AGMA presentada en Norton, y la obtención del factor de seguridad que define la validez del diseño en la etapa final.

El programa computacional presenta ciertas restricciones, que limitan ciertas operaciones de cálculo, la primera es que el número de dientes de cada elemento del conjunto debe condicionarse que estén dentro de las tablas de factores geométricos de la AGMA presentada en Norton, sin embargo, abarca gran cantidad de combinación que cubre las relaciones de transmisión usualmente utilizadas en sistemas de transmisión de potencia.

Debido a que los engranajes, en su gran mayoría, su uso se lo realiza para una larga duración, el algoritmo contempla el diseño solo para ciclaje de vida infinita, que define para 10 millones de ciclos.

El programa ofrece una herramienta confiable para el diseño de engranajes rectos, integrando criterios geométricos y de resistencia bajo las normas AGMA que están adaptados para el sistema internacional mediante el uso de los módulos métricos admitidos por la norma y que

responde a la comprensión de los fundamentos del diseño de engranajes. Como apoyo académico, facilita el aprendizaje de conceptos de diseño mediante un entorno práctico.

RECOMENDACIONES

El programa puede ser utilizado como recurso confiable para el diseño de sistemas de transmisión de potencia en proyectos. Se sugiere que los estudiantes complementen los resultados con análisis adicionales según el alcance de sus proyectos.

El programa está diseñado para engranajes cilíndricos rectos de profundidad completa y bajo condiciones de vida infinita, así como las limitaciones dadas por el factor geométrico en el cálculo de geometría del diente pueden limitar el programa, de ser el caso que se requiera realizar un análisis más profundo se recomienda indagar más sobre complementar el programa mediante la implementación de ecuaciones o fórmulas que amplíe la utilidad y aplicabilidad de este sistema. Además, dada la forma de organización del programa, es posible ampliar la aplicación para otros análisis y expandir para otros elementos como los engranajes helicoidales u otros elementos de máquina que son analizados en la mecánica.

El sistema realizado funciona correctamente, el estar centrado en aspectos de diseño del cálculo para la obtención del número mínimo de dientes evitando interferencia y el diseño ante fallas por fatiga de flexión de dientes hace que el proceso lógico sea secuencial y pueda obtener resultados con un algoritmo compacto, sin embargo, esto crea dificultad de realizar otros tipos de análisis que se realizan respecto al tema de diseño de engranajes, se recomienda flexibilizar la forma de funcionamiento de la aplicación independizando las ecuaciones ya dispuestas y que se pueda calcular cada cuestión independientemente de la secuencia.

Se aconseja mantener y ampliar la arquitectura híbrida utilizada, con la programación orientada a objetos que permite la separación de responsabilidades por medio de clases y la programación orientada a eventos para la ejecución de acciones, ya que facilita la escalabilidad del software.

REFERENCIAS

- [1] C. Wang, "A study into the impact of tooth root transition curve morphology on the bending fatigue life of gears," *Int. J. Fatigue*, vol. 190, p. 108643, Jan. 2025, doi: 10.1016/J.IJFATIGUE.2024.108643.
- [2] E. Jayakiran Reddy and V. Pandu Rangadu, "Development of knowledge based parametric CAD modeling system for spur gear: An approach," *Alexandria Engineering Journal*, vol. 57, no. 4, pp. 3139–3149, Dec. 2018, doi: 10.1016/J.AEJ.2018.07.010.
- [3] J. I. Pedrero, M. B. Sánchez, M. Pleguezuelos, and A. Fuentes-Aznar, "Analysis of the tooth-root stress of external spur gears with high effective contact ratio," *Mech. Mach. Theory*, vol. 203, p. 105813, Nov. 2024, doi: 10.1016/J.MECHMACHTHEORY.2024.105813.
- [4] Y. M. Ramos-Botello *et al.*, "Estudio comparativo mediante diferentes métodos para el cálculo de tensiones de contacto en engranajes rectos," *Revista Tecnología en Marcha*, vol. 35, no. 3, pp. 3–15, Jun. 2022, doi: 10.18845/TM.V35I3.5611.
- [5] J. I. Pedrero Moya, "Tecnología de máquinas. Tomo II: uniones. Engranajes. Transmisiones," p. 445, 2018, Accessed: Apr. 27, 2025. [Online]. Available: <https://elibro.net/es/lc/cetys/titulos/48932>
- [6] T. J. Lisle, C. P. Little, C. J. Aylott, and B. A. Shaw, "Bending fatigue strength of aerospace quality gear steels at ambient and elevated temperatures," *Int. J. Fatigue*, vol. 164, p. 107125, Nov. 2022, doi: 10.1016/J.IJFATIGUE.2022.107125.
- [7] R. Vavrek, "Computer-aided spur gear design and analysis," in *ASEE Annual Conference Proceedings*, Albuquerque, 2001.
- [8] Y.F.Gao, S.Y. Duan, and H.T. Wang, "Spur Gear Design and Analysis Based on CAD/CAE Technology," *Advances in Mechanical Engineering*, pp. 1–11, 2019.
- [9] S.Oladejo, O. J. Akinlabi, and O. O. Oke, "Development of Computer-Based Model for Gear Design and Analysis," *Int. J. Eng. Res. Appl.*, pp. 12–19, 2011.
- [10] R. Fitas, J. Marques, and D. Neto, "Optimal Design of Spur Gears Using Particle Swarm Optimization," 2024.
- [11] R. L. Norton, "Engranajes rectos," in *Diseño de máquinas: un enfoque integrado*, 4th ed., México: Pearson Educación, 2011, ch. 8, pp. 543–595.
- [12] R. G. Budynas and J. K. Nisbett, "Engranajes: descripción general," in *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, 11th ed., Madrid: McGraw-Hill Interamericana de España S.L., 2021, ch. 13, pp. 632-643,660.
- [13] R. L. Norton, "Design of Machinery: An Introduction to the Synthesis and Analysis of Mechanisms and Machines," 6th ed., New York: McGraw-Hill Education, 2019.
- [14] Antonio. Ahijado Sánchez, "Bases de datos," 2023.
- [15] M. Yolanda. Jiménez Capel, "Bases de datos relacionales y modelado de datos. IFCT0310," 2025.

- [16] S. L. Torres, "Data Architecture Standard Review Component for SQLite Database Manager," *Innovation and Software*, vol. 2, no. 1, pp. 20–32, Mar. 2021, doi: 10.48168/innosoft.s5.a32.
- [17] "Navegador de bases de datos para SQLite." Accessed: Nov. 24, 2025. [Online]. Available: https://sqlitebrowser.org/?utm_source=chatgpt.com
- [18] A. Dasso and A. Funes, *Introducción a la Programación: Notas de clase para el curso Programación I*. San Luis: Universidad Nacional de San Luis, 2014. Accessed: Jul. 05, 2025. [Online]. Available: <http://proguno.unsl.edu.ar/apunte.pdf>
- [19] "Información general - A tour of C# | Microsoft Learn." Accessed: Jun. 29, 2025. [Online]. Available: <https://learn.microsoft.com/es-es/dotnet/csharp/tour-of-csharp/overview>
- [20] "¿Qué es el IDE de Visual Studio? | Microsoft Learn." Accessed: Jun. 29, 2025. [Online]. Available: <https://learn.microsoft.com/es-es/visualstudio/get-started/visual-studio-ide?view=vs-2022>
- [21] "¿Qué es Windows Presentation Foundation? - WPF | Microsoft Learn." Accessed: Jun. 29, 2025. [Online]. Available: <https://learn.microsoft.com/es-es/dotnet/desktop/wpf/overview/>
- [22] S. C. Chapra and R. P. Canale, "Interpolación," in *Métodos numéricos para ingenieros*, 7th ed., México: McGraw-Hill Interamericana de España S.L., 2015, ch. 18, pp. 384–385.

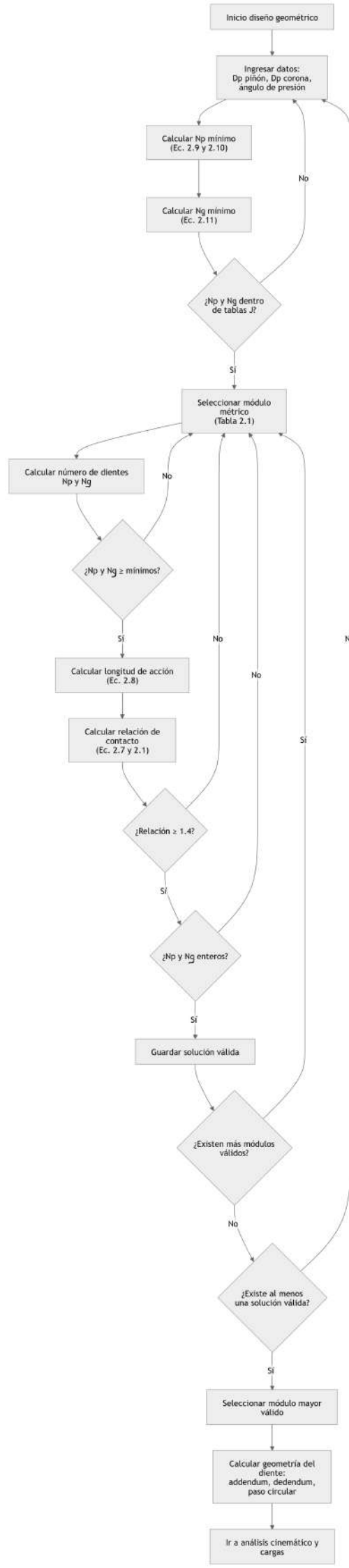
ANEXOS

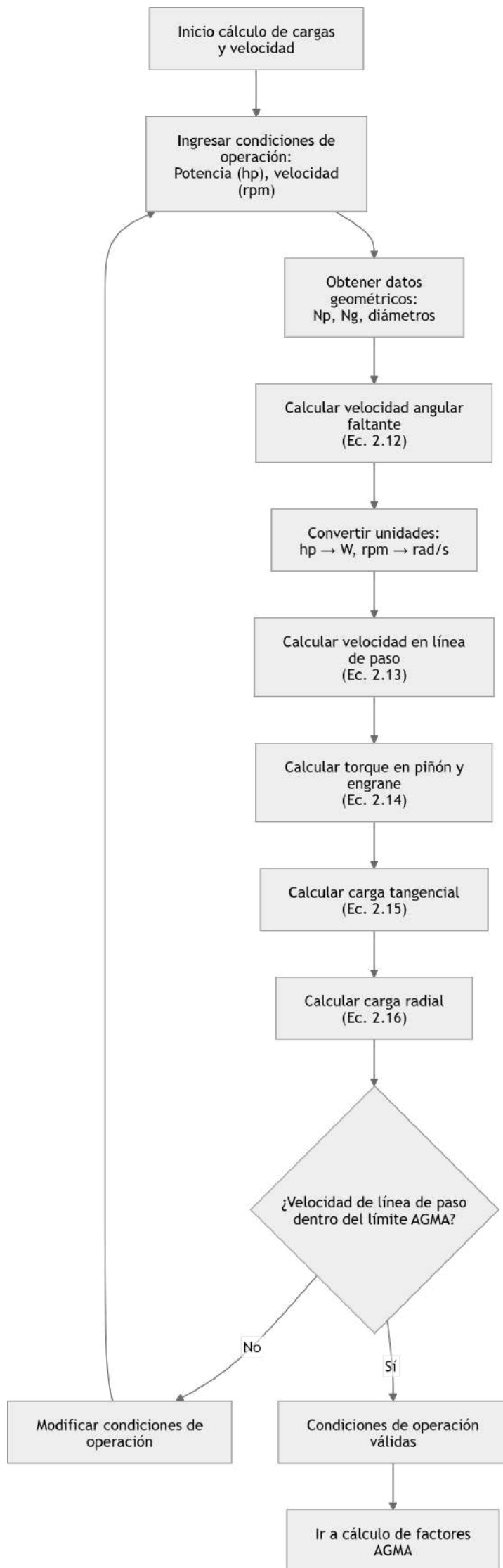
Anexo A. Diagramas de flujo detallado del algoritmo.

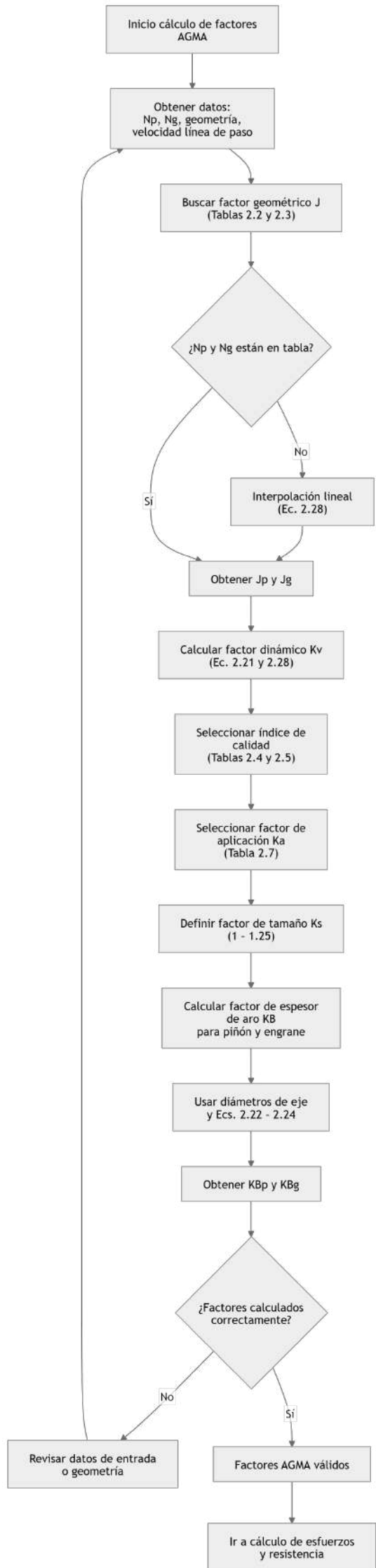
Anexo B. Código fuente y Programa, instalador y portable.

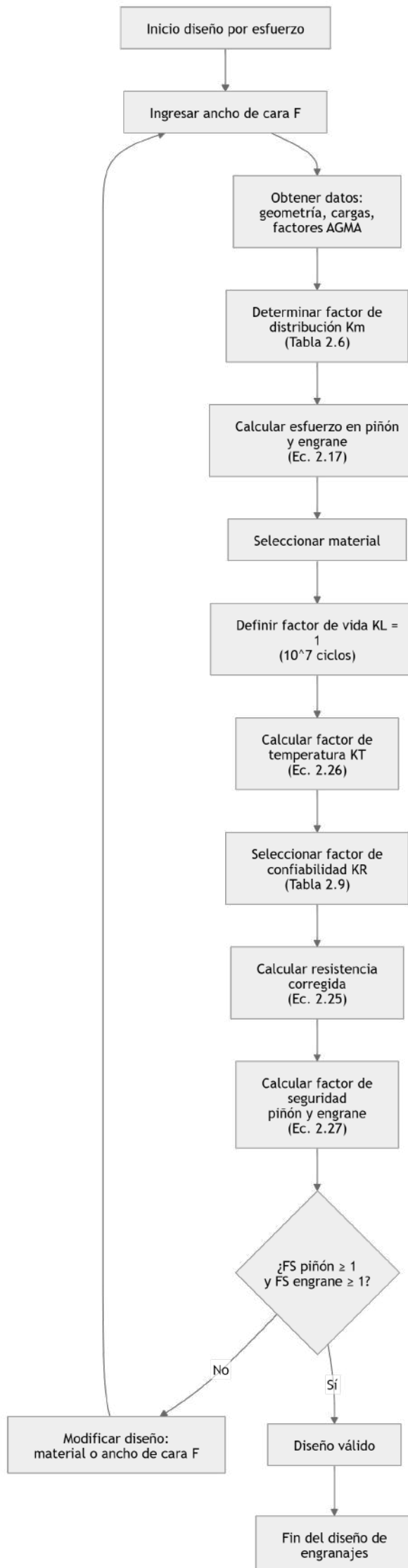
Anexo C. PDF de los resultados del Ejemplo 1.

Anexo D. Manual de usuario.



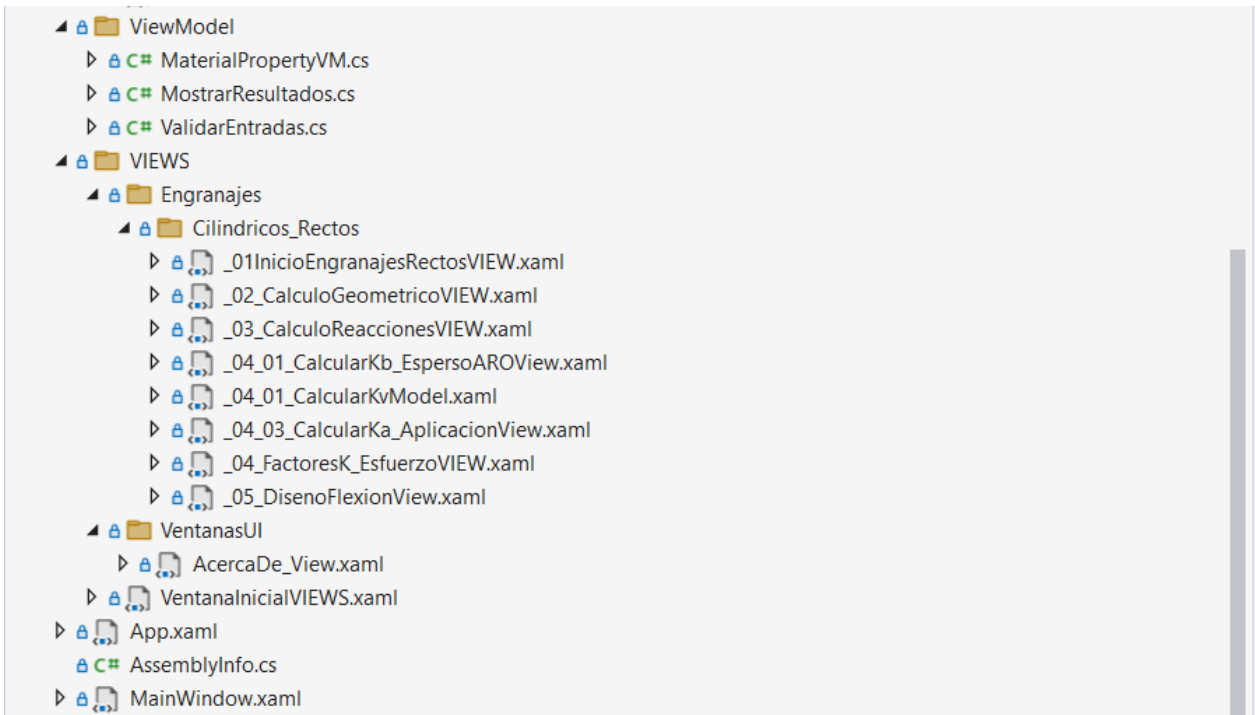






Anexo B. Código, instalador y portable.





Link de repositorio de código y la aplicación (releases):

https://github.com/Auki123/TESIS_P01_ENGRANAJES.git

Anexo C. PDF de los resultados del Ejemplo 1.

Consideraciones:

- Diseño geométrico centrado en obtener mínimo número de dientes evitando interferencia.
- Diseño de engranajes cilíndricos rectos a fallas por fatiga de flexión de dientes bajo normativa AGMA adaptada al sistema internacional.
- Para engranajes estándar, de profundidad total y con carga del HPSTC.

Resultados:

1. Parámetros de entrada fundamentales del diseño

Parámetro	Valor	Unidad
Diámetro de paso – piñón	60	mm
Diámetro de paso – corona	150	mm
Ángulo de presión	20	°
Potencia de transmisión	2	HP
Velocidad de operación: Corona-Piñón	360-900	rpm

2. Datos geométricos característicos del engranaje calculados

Con perfil de diente de involuta, y mínimo número de dientes posible para evitar interferencia.

Piñón	Símbolo	Valor	Unidad
Diámetro de paso – piñón	d	60	mm
Número de dientes - piñón	N_p	30	---
Diámetro de eje	d_h	30	mm
Diámetro de raíz	d_i	55	mm
Diámetro exterior	d_e	64	mm
Corona	-----	-----	-----
Diámetro de paso - corona	D	150	mm
Número de dientes – corona	N_g	75	---
Diámetro de eje	D_h	70	mm
Diámetro de raíz	D_i	145	mm
Diámetro exterior	D_e	154	mm

Compartido	-----	-----	-----
Ángulo de presión	Φ	20	°
Módulo métrico	m	2	mm
Razón de engrane	m_G	2,5	---
Distancia entre centros	C	105	mm
Adendum	a	2	mm
Dedendum	b	2,5	mm
Profundidad total del diente	h_t	4,5	mm
Ancho de cara	F	20	mm
Relación de contacto	m_p	1,7354	—

m_p debe estar entre 1 y 2, para condiciones de HPSTC debe ser mayor o igual a 1.4.

3. Cálculo cinemático y de cargas

Magnitud	Símbolo	Valor	Unidad
Velocidad angular en piñón	ω_p	900	rpm
Velocidad angular en corona	ω_g	360	rpm
Velocidad en línea de paso	V	2,827	m/s
Par en el piñón	T_p	15,82	Nm
Par en la corona	T_g	39,56	Nm
Fuerza Tangencial	W_T	527,47	N
Fuerza radial	W_r	191,98	N

4. Valores de factores AGMA

Factores de esfuerzo	S	Valor	
Geométrico - piñón	J_p	0,3858	Depende de la geometría.
Geométrico - corona	J_g	0,4219	Depende de la geometría.
Dinámico	K_v	0,758	Su valor aumenta si la calidad es alta, pero también disminuye si la velocidad de operación aumenta.

De aplicación	K_a	1,5	Está relacionado con el impacto que tiene en condiciones de operación.
De tamaño	K_s	1,25	La AGMA recomienda valor de 1.
De espesor de aro – Piñón	K_{Bp}	1	Depende del espesor de aro en el piñón.
De espesor de aro – Corona	K_{Bg}	1	Depende del espesor de aro en la corona.
De distribución de carga	K_m	1,6	Mientras más incrementa en ancho de cara del elemento, el valor aumenta.
Factores de resistencia de material	-----	-----	-----
De vida	K_L	1	Para E7 ciclos, su valor es 1
De temperatura	K_T	1	Su valor es proporcional a la temperatura.
De confiabilidad	K_R	1	AGMA define porcentaje de confiabilidad, el valor de K_R

5. Material Seleccionado y Propiedades

Material: Material: Acero, Clase: A1–A5, Designación: N/A, Tratamiento: Endurecido por llama o inducción.

Resistencia a fatiga por tensión del material (S_{fb}) de la AGMA:

$$(MP_a): 150$$

Resistencia en condiciones de operación especificadas (S_{fb}):

$$(MP_a): 150$$

6. Resistencia – Flexión de dientes

Componente	σ_b [MPa]	σ_{ADM} [MPa]	Factor de seguridad	Cumple
Piñón	135,278	150	1,109	Si
Corona	123,703	150	1,213	Si

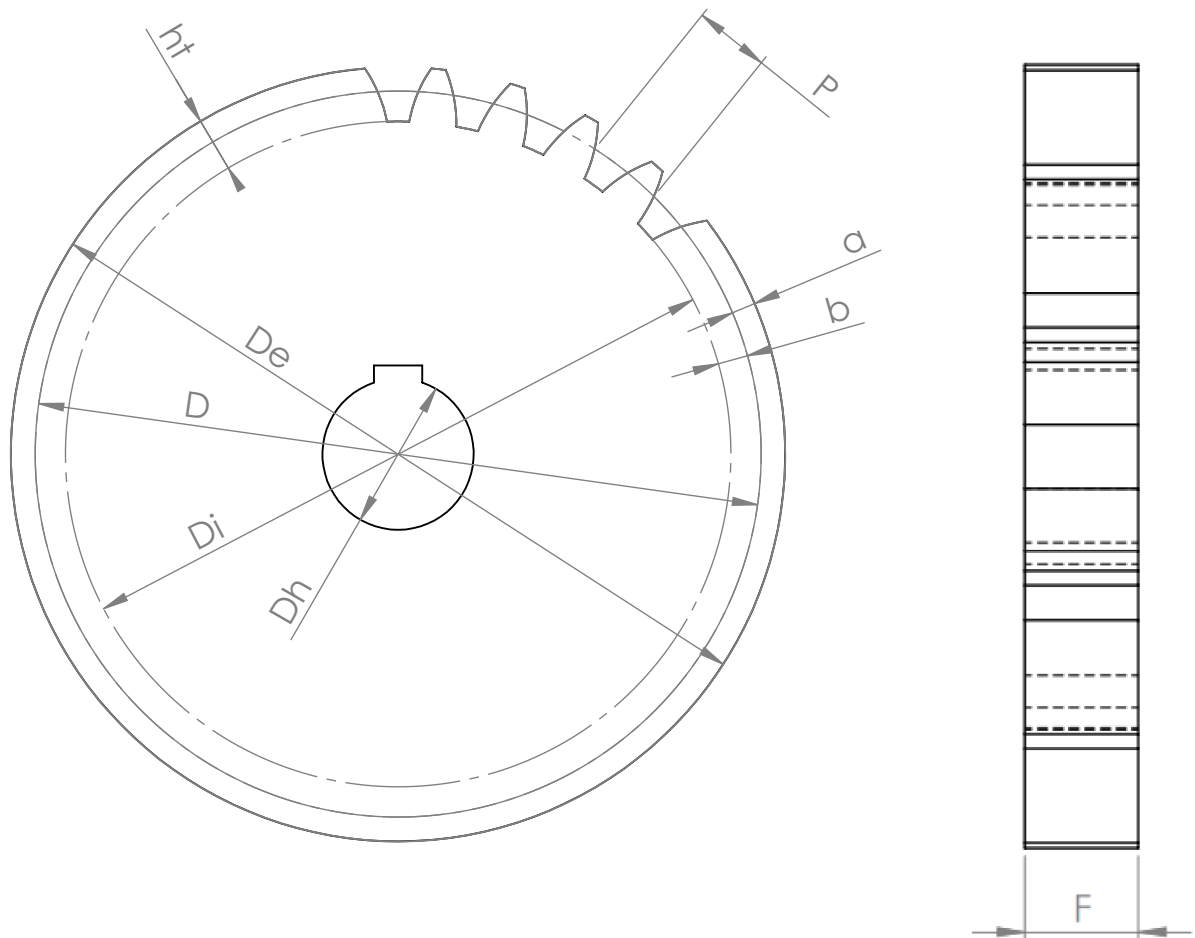
El diseño Si cumple con las especificaciones.

HORA: 00h:21min

FECHA: 15/3/2026

Adaptación AGMA métrico.

Engranaje estandar: Corona.



SÍMBOLO	DEFINICIÓN	VALOR
De	Diámetro exterior	154
D	Diámetro de paso	150
Di	Diámetro de raíz	145
Dh	Diámetro de eje	70
P	Paso circular	6,283
a	adendum	2
b	dedendum	2,5
ht	profundidad total de diente	4,5
F	ancho de cara	20
m	módulo métrico	2

MATERIAL: Material: Acero, Clase: A1-A5, Designación: N/A, Tratamiento: Endurecido por llama o inducción.

FICA

CIME



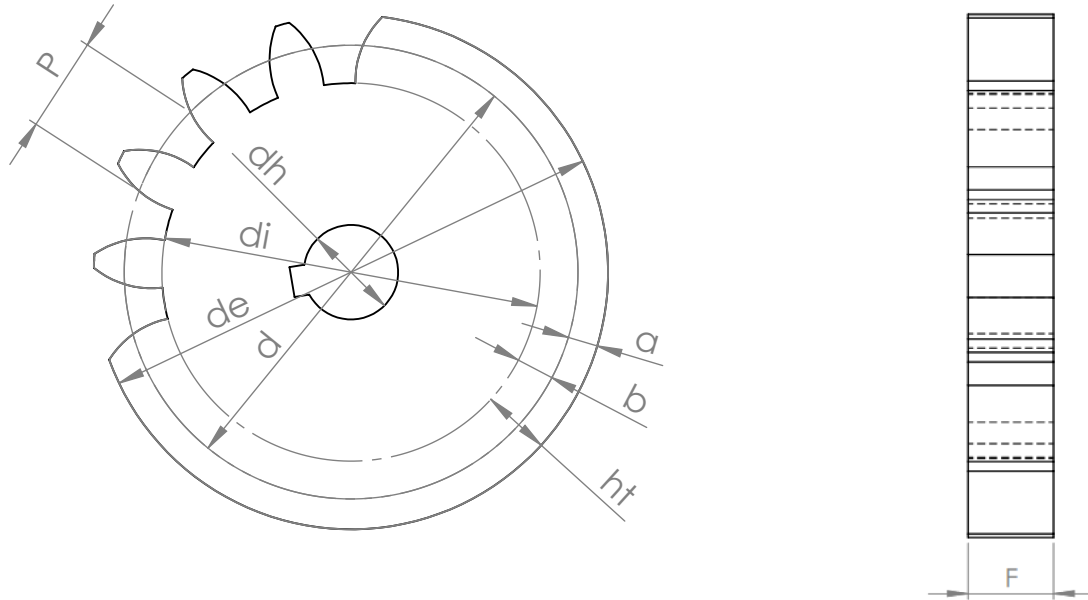
Carrera de Mecatrónica
Ingeniería



En mm

Adaptación AGMA métrico.

Engranaje estandar: Piñón.



SÍMBOLO	DEFINICIÓN	VALOR
de	Diámetro exterior	64
d	Diámetro de paso	60
di	Diámetro de raíz	55
dh	Diámetro de eje	30
P	Paso circular	6,283
a	adendum	2
b	dedendum	2,5
ht	profundidad total de diente	4,5
F	ancho de cara	20
m	módulo métrico	2

MATERIAL: Material: Acero, Clase: A1-A5, Designación: N/A, Tratamiento: Endurecido por llama o inducción.

FICA

CIME



Carrera de Mecatrónica
Ingeniería



En mm

Anexo D. Manual de usuario.

Manual del Usuario



Sistema: Calculador y Diseñador de Elementos de Máquina

Versión: 1.0.2

Autor: Albarrán Santellán Danny Auki.

31 DE MARZO DEL 2026

Tabla de Contenidos

CDEM.....	3
Requisitos del sistema.	3
Instalación y configuración	3
Manejo del Sistema	3
Ventana Principal.....	3
Sección de engranajes cilíndricos rectos	4
Distribución de las ventanas.	5

CDEM

El calculador y Diseñador de Elementos de Máquina (CDEM) es un software realizado para el diseño de engranajes cilíndricos rectos de forma sistemática. Este diseñador calcula específicamente la resistencia a falla por fatiga de flexión de dientes de un engranaje cilíndrico recto en contexto del un acople de piñón y corona.

CDEM elabora los cálculos de manera secuencial y lógica utilizando las normas de diseño AGMA adaptada al sistema internacional, y módulos métricos admitidos por la AGMA, cuyas ecuaciones puede revisarse en el libro de Diseño de máquinas de Norton, cuarta edición. Por lo que el software está diseñado para proporcionar un recurso didáctico y de uso gratuito para estudiantes que requieran comprender conceptos asociados al diseño de engranajes cilíndricos rectos y también como una herramienta automatizada para uso estudiantil en proyectos que requieran sistemas de transmisión de potencia.

Requisitos del sistema.

Este software está desarrollado explícitamente solo para Sistema Operativo Windows.

Instalación y configuración

Se divide en dos archivos para instalación, extensión .exe y extensión .msi, se requieren ambos archivos. Para instalar basta con ejecutar el archivo .exe.

Manejo del Sistema

El software consta de distintos paneles visuales que son específicamente para el cálculo y diseño de engranajes cilíndricos rectos, cada botón presente proporcionará una opción a la cual se podrá direccionar mediante un clic.

Ventana Principal

La ventana principal está formada por recuadros que conforma el diseño del sistema, a la izquierda se encuentran la opción de módulos de cálculo, el cual contiene una dirección u opción para el cálculo de engranajes cilíndricos rectos.

Además, tiene en la parte izquierda superior un recuadro que permite guardar los resultados del diseño.

A la derecha de la ventana se puede acceder a "AYUDA", para acceder al manual de usuario.

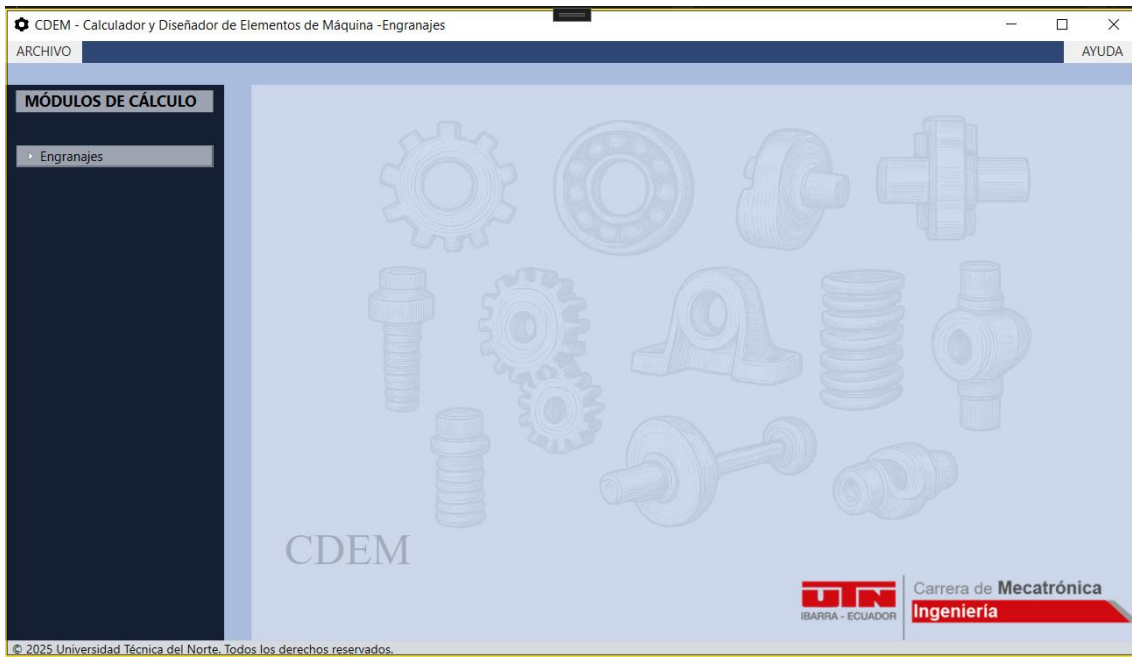


Ilustración 1. Ventana principal

Sección de engranajes cilíndricos rectos

En el panel izquierdo, se tiene un módulo de cálculo, si se accede se puede ir a la sección de los engranajes cilíndricos rectos.

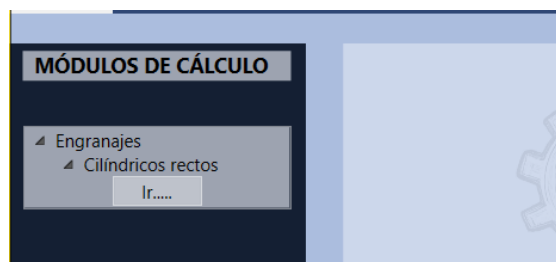


Ilustración 2. Botón de acceso al módulo de cálculo de engranajes cilíndricos rectos

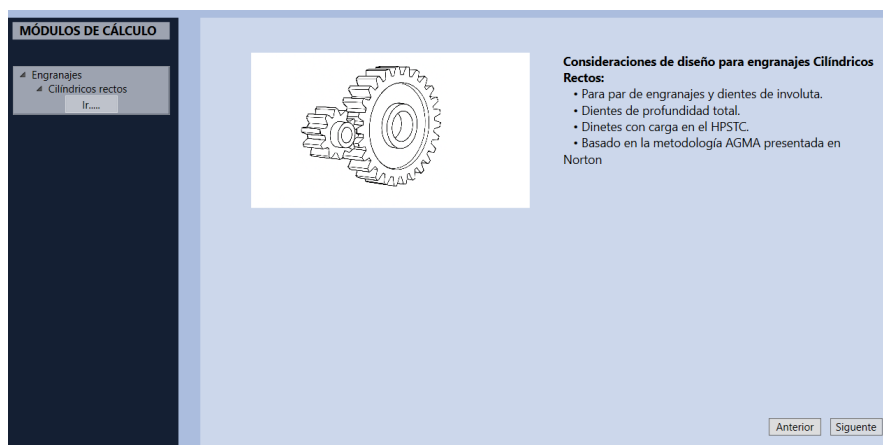


Ilustración 3. Ventana de cálculo de engranajes cilíndricos rectos

Distribución de las ventanas.

En la sección de engranajes cilíndricos rectos las ventanas de cálculo están distribuidas de manera que se ejecuta en orden secuencial, para el cálculo geométrico, el de las cargas aplicadas y la cinemática, para el cálculo de los factores de la AGMA, y finalmente los factores de seguridad.

Las ventanas aparecerán secuencialmente, una vez se concrete con cada sección de cálculo, si no se concreta, no hay posibilidades de avanzar (Ilustración 4 - Geometría).

Diseño Geométrico:
El método de diseño se basa en la selección de engranajes con el menor número de dientes posible, sin comprometer la funcionalidad, con el objetivo de evitar interferencias durante el engrane.
Por lo tanto se requiere como dato de entrada, parámetros para el cálculo geométrico y evitar interferencia.
Si el número de dientes da como resultado un número decimal, debe considerar el modificar los diámetros de paso o en su defecto aumentar el número de dientes modificando el módulo.
También debe considerar que la relación de contacto debe ser mayor a 1.4

Diámetro de paso del Piñón (mm):

Diámetro de paso de Corona (mm):

Ángulo de presión (°):

Propiedad Geométrica	Valor
Diámetro de paso Piñón	0
Diámetro de paso Corona	0
Ángulo de Presión	0
N° Dientes Piñón	0
N° Dientes Corona	0
Módulo métrico	0
Relación de Contacto	0
Adendum	0
Dedendum	0

Ilustración 4. Sección de cálculo geométrico

Primero debe considerar completar la sección geométrica, una vez concluida, se podrán ver resultados generales del diseño geométrico, tiene a disposición botones con las que podrá volver a la sección anterior si se desea recalcular o reestablecer nuevos parámetros y también la que permite avanzar al siguiente procedimiento (Ilustración 5).

Cálculo de cargas, y Cinemática :
Un par de engranajes cilíndricos rectos al estar sometidos a una carga, su geometría hace que estas cargas afecten de dos posibles maneras:

- Radial
- Axial

Potencia (HP):

Velocidad angular en Piñón (RPM):

Parámetros de Piñón	Valor
Velocidad angular (RMP)	0
Velocidad de paso (m/s)	0
Potencia (HP)	0
Torque (Nm)	0
Carga Axial (N)	0
Carga Radial (N)	0

Parámetros de Corona	Valor
Velocidad angular (RMP)	0
Velocidad de paso (m/s)	0
Potencia (HP)	0
Torque (Nm)	0
Carga Axial (N)	0
Carga Radial (N)	0

© los derechos reservados.

Ilustración 5. Sección de cálculo de cargas aplicadas y cinemática

De la misma forma desde la sección del cálculo estático y cinemático, pasará a la sección del cálculo de los factores AGMA si solo se ha concretado y ejecutado correctamente esta ventana (Ilustración 6).

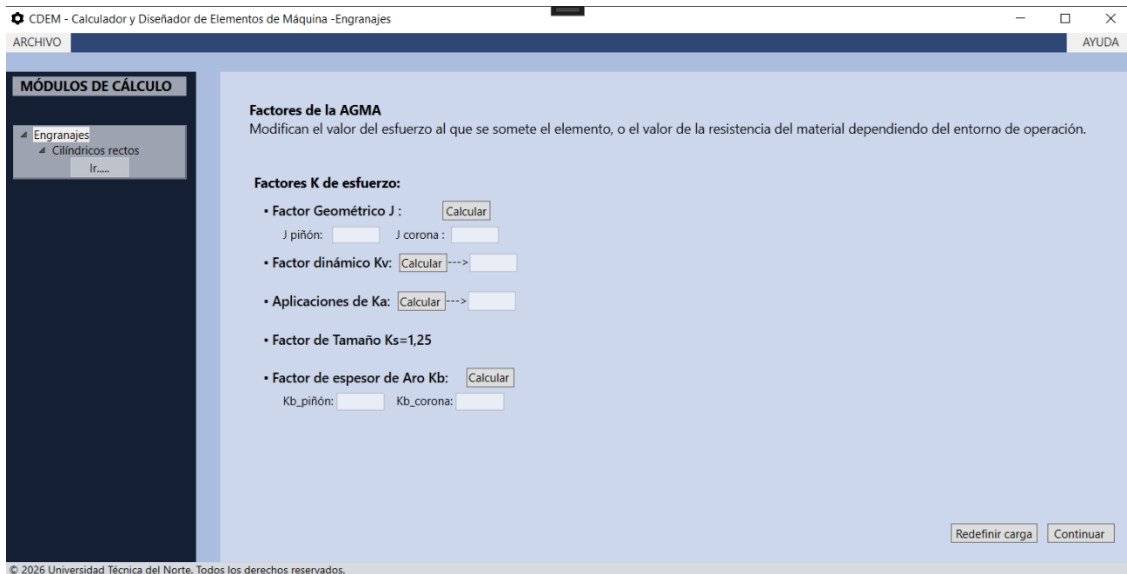


Ilustración 6. Sección de cálculo de los factores de la AGMA

En esta sección, se puede ver varios botones con la que se puede calcular todos los factores de la AGMA, y por tanto se puede acceder a las sub-ventanas de cálculo de cada factor, a excepción del factor geométrico de temperatura y de confiabilidad, que se puede realizar en la misma ventana ya que no requieren datos adicionales (Ilustración 7, 8, 9).

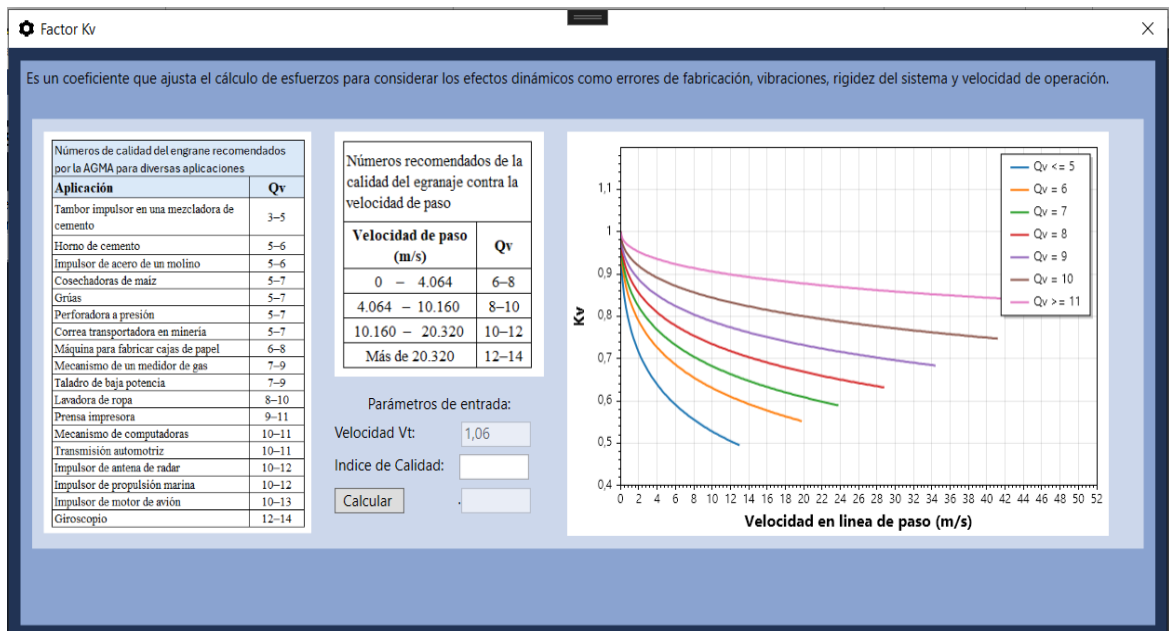


Ilustración 7. Ventana para Kv

Factor Ka de Aplicación

Tiene como finalidad tomar en cuenta las cargas que se aplican de manera externa. Si el grado de choque es alto el factor aumenta.

Máquina impulsora:

Máquina impulsada:

Valor de Ka:

Ilustración 8. Ventana para Ka

Kb Factor de Espesor de Aro

Toma en cuenta situaciones donde un engranaje cuyo espesor de aro (tR) no proporciona un soporte a la raíz del diente y la falla por fatiga por flexión puede ser a través de aro en lugar del entalle de la raíz. Se puede calcular a partir de la geometría previamente calculada mas el diámetro de eje como parámetro de entrada.

La AGMA define una razón de respaldo mb.

$mb \geq 5 : mb = tR / ht.$

Profundidad del diente (ht) (mm): 56,25

Diámetro de raíz - corona (mm): 837,5

Diámetro de raíz - piñón (mm): 387,5

Parámetros de entrada: Diámetros de eje (mm).

Corona: Piñón :

Calcular kb

Corona: tR: Kb:

Piñón: tR: Kb:

FIGURA 8-23
Parámetros de la AGMA para el factor K_B del espesor del aro

Ilustración 9. Ventana para KB

Si se concreta con la sección de cálculo de los factores de la AGMA, se tiene una ventana final, en el cual se calcula el factor de seguridad de los elementos, siendo esta variable, el objetivo principal del software, que representa la fiabilidad del sistema de trasmisión de potencia deseado, en esta ventana se selecciona el material, y calcula los factores AGMA que afectan a la resistencia del material, se calculan los esfuerzos con todos los datos previamente calculados, y se obtiene el factor de seguridad (Ilustración 10).

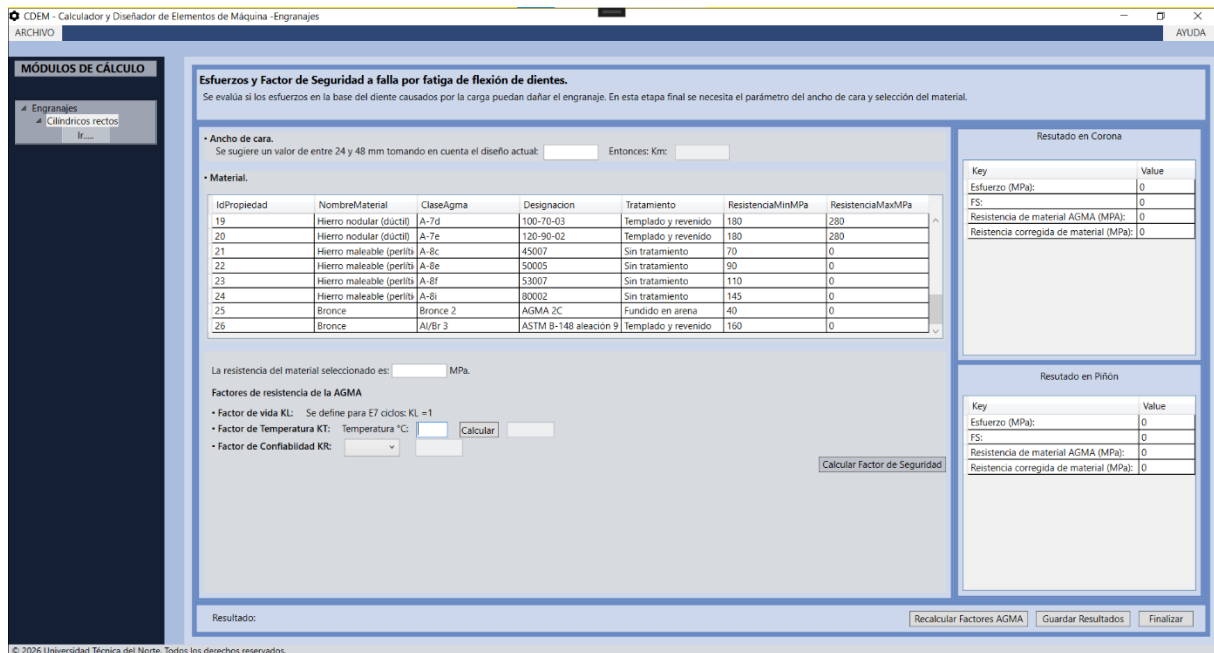


Ilustración 10. Ventana de cálculo del factor de seguridad de los elementos

Finalmente, se pueden guardar resultados en una plantilla PDF ya disponible cuando termine de ejecutar los comandos para obtener los valores numéricos.

Firma: Danny Albarrán